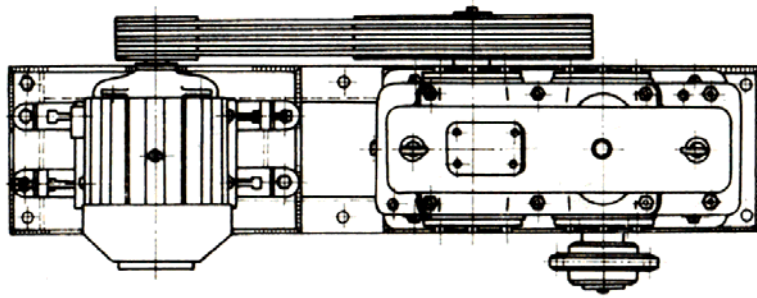


VASILE PALADE

VIORICA CONSTANTIN

MIOARA HAPENCIUC

REDUCTOARE CU ROTI DINTATE



VASILE PALADE

VIORICA CONSTANTIN

MIOARA HAPENCIUC

UNIVERSITATEA „DUNĂREA DE JOS” GALAȚI

**REDUCTOARE
CU ROȚI DINȚATE**

Vasile PALADE

Viorica CONSTANTIN

Mioara HAPENCIUC

REDUCTOARE CU ROȚI DINȚATE

Referent științific: Prof. univ. dr. ing. Constantin Fălticeanu

Tehnoredactare : Palade Vasile
Hapenciuc Mioara

Lucrarea de față se adresează atât studenților de la facultățile de mecanică și metalurgie, absolvenților care au de calculat angrenaje la proiectul de diplomă, cât și inginerilor și proiectanților care lucrează în cercetare.

Materialul este concis, având însă toate elementele necesare proiectării transmisiilor prin curele și roți dințate, indicațiile de calcul fiind în conformitate cu ultimele standarde. Criteriile de proiectare prezentate urmăresc o alegere corectă a materialelor, o stabilire corespunzătoare a dimensiunilor și a formei pentru reducerea consumurilor specifice și pentru o fiabilitate superioară.

Autorii consideră că apariția acestui îndrumar va ușura mult activitatea de proiectare a studenților și de înțelegere a cursului “Organe de mașini”, el bazându-se pe metodologia de calcul explicată la curs.

Autorii aduc mulțumiri tuturor colegilor, specialiști în proiectare și execuție, pentru sprijinul acordat în realizarea acestei lucrări și rămân receptivi la toate observațiile și sugestiile privind conținutul ei.

Autorii

1. ACȚIONAREA ELECTRICĂ A REDUCTOARELOR	11
1.1 Generalități	11
1.2. Determinarea puterii motorului electric	11
1.3 Motoare electrice	12
1.3.1 Motoare electrice TAM	13
1.3.2 Motoare electrice QU	17
1.3.3 Motoare electrice AT	22
1.4. Alegerea motorului electric	27
1.5. Elemente de fixare a motoarelor electrice	28
 2. STRUCTURA ȘI CINEMATICA TRANSMISIILOR MECANICE	30
2.1 Generalități	30
2.2. Alegerea raportului de transmitere	30
2.3. Trenuri de roți dințate	30
2.4. Determinarea turațiilor pe arbori	33
2.5. Determinarea puterilor pe arbori	34
2.6. Determinarea momentelor de torsiune pe arbori	34
 3. TRANSMISII PRIN CURELE	35
3.1 Transmisii prin curele trapezoidale	35
3.1.1 Generalități	35
3.1.2. Tipuri de curele și materiale utilizate	35
3.1.3. Geometria și cinematica transmisiei cu arbori paraleli	38
3.1.4. Forțe și tensiuni în ramurile curelei	41
3.1.5. Calculul transmisiei prin curele trapezoidale	45
3.1.6. Roți pentru curele trapezoidale	55
3.2 Transmisii prin curele dințate	58
3.2.1 Elemente geometrice	58
3.2.2 Calculul transmisiilor prin curele dințate	62

4. ANGRENAJE	72
4.1. Materiale pentru roți dințate	72
4.2. Valori necesare calculului angrenajului	75
4.2.1. Tensiuni admisibile	75
4.2.2. Factorul de corecție al încărcării	78
4.3. Proiectarea angrenajelor cilindrice cu dinți drepți și înclinați	81
4.3.1. Calculul de predimensionare	81
4.3.2. Calculul elementelor caracteristice angrenajelor cilindrice	89
4.3.3. Calculul de verificare al angrenajului	92
4.3.4. Elemente constructive	93
4.4. Proiectarea angrenajelor conice ortogonale cu dinți drepți	94
4.4.1. Calculul de predimensionare	94
4.4.2. Calculul elementelor caracteristice angrenajelor conice cu dinți drepți	95
4.4.3. Calculul de verificare al angrenajului	98
4.4.4. Elemente constructive	99
4.5. Proiectarea angrenajelor cu melc cilindric	100
4.5.1. Materiale recomandate pentru angrenaje cu melc cilindric	100
4.5.2. Valori necesare calculului angrenajului	101
4.5.3. Calculul de predimensionare	104
4.5.4. Calculul elementelor caracteristice angrenajelor cu melc cilindric	109
4.5.5. Calculul de verificare a angrenajului	113
4.5.6. Elemente constructive	114
 5. VERIFICAREA LA ÎNCĂLZIRE A REDUCTOARELOR	 116
5.1. Ungerea și materiale de ungere pentru reductoarele cu roți dințate	116
5.1.1. Alegerea materialului de ungere	116
5.1.2. Sistemul de ungere	116
5.2. Randamentul total al reductorului	117
5.3. Dimensionarea carcaselor	119
5.3.1. Elemente constructive	119
5.3.2. Calculul suprafeței reductorului	119
5.4. Verificarea reductorului la încălzire	128

6. CALCULUL ARBORILOR	130
6.1. Alegerea materialului	130
6.2. Dimensionarea arborilor	131
6.2.1. Stabilirea schemelor de încărcare	132
6.2.2. Determinarea solicitărilor arborilor	138
6.2.3. Determinarea diametrelor în punctele importante	142
6.2.4. Verificarea arborelui	143
6.3. Forma constructivă a arborilor	143
6.3.1. Reductor cu roți cilindrice cu dinți înclinați	144
6.3.2. Reductor cu roți conice cu dinți drepti	147
6.3.3. Reductor melcat	150
6.4. Alegerea penelor	151
6.4.1. Calculul lungimii penelor	152
6.5. Verificarea la oboseală a arborilor	154
6.5.1. Calculul coeficientului de siguranță c_{σ}	154
6.5.2. Calculul coeficientului de siguranță c_{τ}	158
6.5.3. Calculul coeficientului de siguranță global	158
7. ALEGEREA RULMENȚILOR	159
7.1. Alegerea tipului de rulment	159
7.2. Stabilirea încărcării rulmenților	159
7.3. Calculul sarcinii dinamice echivalente	170
7.4. Capacitatea dinamică necesară	170
7.5. Recomandări privind proiectarea montajelor cu rulmenți	171
7.6 Montaje cu rulmenți specifice reductoarelor de turație	178
7.7 Montaje cu rulmenți specifice utilajelor tehnologice	179
8. ALEGEREA CUPLAJULUI	184
8.1. Alegerea cuplajului	184
8.2. Verificarea cuplajului	186
ANEXE	188
BIBLIOGRAFIE	195

Capitolul 1

ACȚIONAREA ELECTRICĂ A REDUCTOARELOR

1.1 Generalități

Acționarea utilajelor se realizează în majoritatea cazurilor electric, cu ajutorul motoarelor electrice, mișcarea și puterea fiind transmise de la motor la utilaj printr-o transmisie mecanică. Pentru alegerea motorului electric trebuie cunoscute condițiile de exploatare (graficul de lucrări, temperatura și umiditatea mediului înconjurător etc.), puterea necesară acționării și turația arborelui motorului, dependente de puterea și turația la arborele principal al mașinii de lucru, precum și de elementele cinematice ale transmisiei mecanice.

În cele ce urmează se analizează cazul unui mecanism de acționare (fig.1.1), compus din motorul electric 1 (montat pe glisierile 2), transmisia prin curele 3, reductorul 4 și cuplajul de legătură cu mașina de lucru, 5.

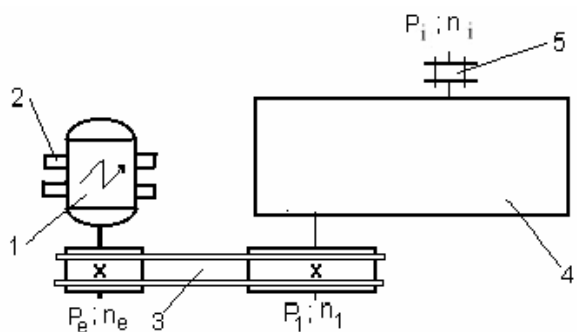


Fig. 1.1

1.2 Determinarea puterii motorului electric de acționare

Deși în perioada de demaraj a utilajelor motorul electric dezvoltă o putere mai mare decât cea corespunzătoare regimului stabilizat, alegerea

motorului electric se va face în funcție de aceasta din urmă. Puterea necesară acționării se determină ținându-se seama de rezistențele utile din utilaj, exprimate prin puterea utilă la arborele principal al acestuia și de randamentul transmisiei mecanice ce face legătura motor electric – mașină de lucru.

La utilajele cu solicitări dinamice importante în perioada demarajului se impune verificarea motorului ales.

Puterea necesară la arborele motorului electric P_e se determină cu relația:

$$P_e = \frac{P_i}{\eta} \quad [\text{kW}] \quad (1.1)$$

unde: P_i - puterea la arborele de ieșire din reductor, în kW;

η - randamentul total al transmisiei mecanice, determinat cu relația:

$$\eta = \eta_c \eta_a^x \eta_\lambda^y \eta_u^z \quad (1.2)$$

în care: $\eta_c = 0,92...0,96$ randamentul transmisiei prin curele trapezoidale;

η_a - randamentul unei trepte de angrenare;

$\eta_a = 0,96...0,98$ la angrenaje cu roți dințate cilindrice;

$\eta_a = 0,95...0,98$ la angrenaje cu roți dințate conice;

η_a la angrenaje melcate depinde de numărul de încheputuri ale melcului, z_1 , și are următoarele valori:

z_1	1	2	3	4
η_a	0,7...0,75	0,75...0,82	0,82...0,86	0,86...0,96

x - numărul de trepte de angrenare;

$\eta_\lambda = 0,99...0,995$ - randamentul unei perechi de lagăre cu rulmenți;

y - numărul de perechi de lagăre;

$\eta_u = 0,99$ - randamentul ungerii;

z - numărul de roți scufundate în ulei.

1. 3 Motoare electrice

Pentru acționarea utilajelor se poate folosi o gamă foarte largă de

motoare electrice. Rezultate bune se obțin cu motoarele electrice asincrone trifazate cu rotorul în scurtcircuit care sunt destinate utilizărilor industriale cele mai diverse, fără condiții speciale de mediu. Acestea sunt robuste și pot avea parametri de funcționare impuși (cupluri de pornire mărite, alunecare mărită etc.). Ele se execută în construcție cu tălpi sau în construcție flanșată

1.3.1 Motoare electrice asincrone cu rotorul în scurtcircuit, TAM

Aceste motoare sunt fabricate de I.M.E.T. – S.A. Pitești și au următoarele caracteristici generale:

- Tensiunea de alimentare max. 660V
- Frecvența.....50 sau 60 Hz
- Puterea nominală..... 0,2...7,5 Kw
- Gabarit: 60,80,90, 100, 112, 132.

1. Simbolizare

Simbolizarea acestor tipuri de motoare este formată din 3 grupe de litere și cifre, astfel:

Prima grupă:

TAM – denumirea seriei unitare de motoare asincrone trifazate, care poate fi urmată de literele:

D – execuție cu două capete de arbore;

S – execuție cu capăt de arbore special, diferit de cel normal;

R – execuție cu joc axial redus.

A doua grupă este formată din cifre și litere ce reprezintă simbolizarea carcaselor sau flanșelor pentru diferite forme constructive și diametrul capătului de arbore.

A treia grupă este formată dintr-o cifră ce reprezintă numărul de poli, urmată, dacă este cazul, de o literă ce indică tipul motorului cu puteri diferite, executat în același tip de carcasă.

Exemplu de notare:

TAMDS132S38-2 – motor fixat pe talpă, cu două capete de arbore (din care unul special, diferit de cel normal), carcasa 132S, diametru capătului de arbore 38, 2 poli.

2. Caracteristici tehnice

În tabelele 1.1, 1.2, 1.3 și 1.4 se prezintă principalele caracteristici ale motoarelor asincrone cu rotorul în scurtcircuit, TAM, în funcție de turația de sincronism, n .

$p=2, n = 3000 \text{ rot/min}$

Tabelul 1.1

Tipul motorului	Puterea P [kW]	Turația, n_e [rot/min]	$\frac{M_p}{M_n}$	Moment de inerție, J_M [kgm ²]	Masa [kg]
63 - 11-2A	0,18	2780	1,7	0,00056	4,350
63 - 11-2B	0,25	2780	1,6	0,00056	4,6
63 - 14-2S	0,37	2760	1,9	0,00056	6,0
63 - 14-2	0,55	2775	1,9	0,00056	6,0
80 - 19-2S	0,75	2800	1,9	0,001112	10,0
80 - 19-2	1,1	2800	2,0	0,001112	10,0
90 S 24-2	1,5	2815	2,0	0,002092	12,5
90 L 24-2	2,2	2835	2,1	0,002625	15,0
100 L 28-2	3,0	2850	2,2	0,0047	23,0
112 M 28-2	4,0	2870	2,2	0,006725	29,4
132 S 38-2S	5,5	2890	2,3	0,01655	44,0
132 S 38-2	7,5	2890	2,3	0,01655	44,0

$p=4, n =1500 \text{ rot/min}$

Tabelul 1.2

Tipul motorului	Puterea P [kW]	Turația, n_e [rot/min]	$\frac{M_p}{M_n}$	Moment de inerție, J_M [kgm ²]	Masa [kg]
63 - 11-4B	0,12	1350	1,5	0,000712	4,300
63 - 11-4A	0,18	1350	1,5	0,000712	4,5
63 - 14-4S	0,25	1360	1,5	0,000712	6,0
63 - 14-4	0,37	1360	1,5	0,000712	6,0
80 - 19-4r	0,55	1380	1,7	0,002012	9,3
80 - 19-4	0,75	1390	1,8	0,002625	10,1
90 S 24-4	1,1	1400	1,8	0,003425	12,0
90 L 24-4	1,5	1400	2,1	0,004525	15,0
100 L 28-4r	2,2	1410	2,1	0,00815	22,8
100L 28-4	3,0	1410	2,1	0,009425	25,0
112 M 28-4	4,0	1420	2,1	0,014775	31,4
132 S 38-4	5,5	1430	1,9	0,03375	41,9
132 M38-4	7,5	1430	2,2	0,037	52,0

p=6, $n = 1000$ rot/min

Tabelul 1.3

Tipul motorului	Puterea P [kW]	Turația, n_e [rot/min]	$\frac{M_p}{M_n}$	Moment de inerție, J_M [kgm ²]	Masa [kg]
80 - 19-6S	0,37	905	1,7	0,0033	11,0
80 - 19-6	0,55	905	1,8	0,0033	11,2
90 S 24-6	0,75	910	1,7	0,004525	12,5
90 L 24-6	1,1	915	1,9	0,006	15,8
100 L 28-6	1,5	925	1,9	0,0125	23,2
112 M28-6	2,2	935	1,9	0,01715	30,5
132 S 38-6	3,0	940	1,9	0,035	42,4
132 M38-6S	4,0	945	1,8	0,0455	52,6
132 M 38-6	5,5	945	2,0	0,0455	53,7

p=8, $n = 750$ rot/min

Tabelul 1.4

Tipul motorului	Puterea P [kW]	Turația, n_e [rot/min]	$\frac{M_p}{M_n}$	Moment de inerție, J_M [kgm ²]	Masa [kg]
90 S 24-8	0,37	670	1,4	0,004525	12,5
90 L 24-8	0,55	670	1,4	0,006	15,8
100 L 28-8r	0,75	680	1,5	0,0069	18,6
100 L 28-8	1,1	685	1,6	0,0125	23,0
112 M 28-8	1,5	685	1,7	0,01715	30,2
132 S 38-8	2,2	700	1,7	0,035	42,4
132 M 38-8	3,0	700	1,7	0,0455	53,4

3. Dimensiuni de montaj

În fig. 1.2 se prezintă un motor electric asincron trifazat cu rotorul în

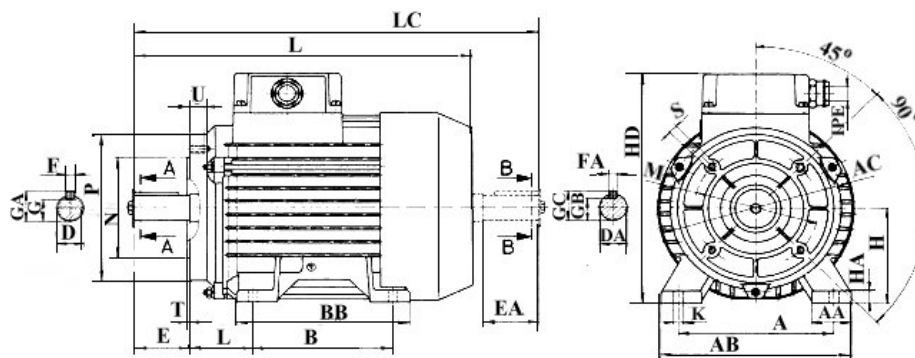


Fig.1.2

scurtcircuit, TAM, cu fixare cu tălpi, iar în tabelul 1.5 se dau dimensiunile de montaj, exprimate în mm.

Tabelul 1.5

Tipul motorului	A	AA	AB	AC	B	BB	C	D DA	E EA	F FA
TAM 63	100	31	132	130	80	100	40	11 14	23 30	4 5
TAM 80	125	34	155	155	100	126	50	19	40	6
TAM 90S	140	39.5	179	178	100	130	56	24	50	8
TAM 90L	140	39.5	179	178	125	155	56	24	50	8
TAM 100L	160	46	202	202	140	176	63	28	60	8
TAM112M	190	52	242	223	140	186	70	28	60	8
TAM132S	216	60	276	263	140	190	89	38	80	10
TAM132M	216	60	276	263	178	228	89	38	80	10

Tabelul 1.5 {continuare}

Tipul motorului	G GB	GA GC	H	HA	HD	K	L	LC	IPE
TAM 63	8.5 11	12,5 16	63	R	168	7	231,5 238,5	261 275	13,5 sau 16
TAM 80	15,5	21,5	80	10	198	10	266,5	316,5	
TAM 90S	20	27	90	12	217	10	277,5	338,5	
TAM 90L	20	27	90	12	217	10	302,5	363,5	
TAM 100L	24	31	100	12	242	12	353,5	428,5	16sau21
TAM112M	24	31	112	16	278	12	392	468.5	16
TAM132S	33	41	132	21	333	12	425	523,5	21
TAM132M	33	41	132	21	333	12	463	561,5	21

1.3.2 Motoare electrice asincrone trifazate, QU

Aceste motoare sunt fabricate la U.M.București și sunt prezentate în catalogul de motoare din anul 2000.

1. Caracteristici tehnice

În tabelele 1.6, 1.7, 1.8 și 1.9 se prezintă principalele caracteristici ale motoarelor asincrone trifazate, fabricate la U. M. București, în funcție de turația de sincronism, n .

$p=2$; $n=3000$ rot/min

Tabelul 1.6

Simbolul motorului QU	Puterea P [kW]	Turația, n_e [rot/min]	$\frac{M_p}{M_n}$	Moment de inerție J_M [kg.m ²]	Masa [kg]
71 M2 AT	0,37	2770	2,0	0,00031	11
71 M2 BT	0,55	2790	2,0	0,00040	11
80 M2 AT	0,75	2830	1,8	0,00097	17
80 M2 BT	1,1	2835	1,9	0,00120	18
90 S2 AT	1,5	2850	2,3	0,0015	22
90 L2 AT	2,2	2840	2,6	0,0020	25
100 L2 AT	3	2870	2,7	0,0044	34
112 M2 AT	4	2880	2,5	0,0075	45
132 S2 AT	5,5	2900	2,5	0,013	61
132 S2 BT	7,5	2900	2,5	0,016	68
160 M2 AK	11	2905	2,0	0,058	101
160 L2 BK	15	2900	2,6	0,076	115
160 L2 BK	18,5	2895	2,7	0,097	133
180 M2 BK	22	2925	2,1	0,134	170
200 L2 AK	30	2955	2,2	0,14	256
200 L2 BK	37	2955	2,4	0,17	270
225 M2 AK	45	2950	2,4	0,26	321
250 M2 AK	55	2950	2,5	0,30	365
280 S2 AK	75	2965	2,1	0,45	520
280 M2 AK	90	2965	2,1	0,53	560

p=4; n=1500 rot/min

Tabelul 1.7

Simbolul motorului QU	Puterea P [kW]	Turația, n_e [rot/min]	$\frac{M_p}{M_n}$	Moment de inerție J_M [kg.m ²]	Masa [kg]
71 M4 AT	0,25	1390	2,0	0,00060	11
71 M4 BT	0,37	1380	2,0	0,00077	11
80 M4 AT	0,55	1420	2,0	0,0018	17
80 M4 BT	0,75	1410	2,1	0,0021	18
90 S4 AT	1,1	1410	2,2	0,0029	25
90 L4 AT	1,5	1410	2,4	0,0037	26
100 L4 AT	2,2	1425	2,6	0,0075	34
100 L4 BT	3	1415	3,0	0,0098	35
112 M4 AT	4	1435	2,5	0,014	44
132 S4 AT	5,5	1430	2,4	0,031	65
132 M4 AT	7,5	1430	2,5	0,040	79
160 M4 AK	11	1460	2,4	0,068	110
160 L4 AK	15	1450	2,5	0,089	127
180 M4 AK	18,5	1460	2,0	0,136	167
180 L4 AK	22	1460	2,1	0,162	185
200 L4 AK	30	1465	2,1	0,246	244
225 S4 AK	37	1480	2,0	0,416	300
225 M4 AK	45	1480	2,1	0,511	330
250 M4 AK	55	1480	2,5	0,615	380
280 S4 BK	75	1485	2,6	1,03	585
280 M4 BK	90	1480	2,1	1,24	650
315 S4 AK	110	1485	2,0	1,56	795

p=6; n=1000 rot/min

Tabelul 1.8

Simbolul motorului QU	Puterea P [kW]	Turația, n_e [rot/min]	$\frac{M_p}{M_n}$	Moment de inerție J_M [kg.m ²]	Masa [kg]
71 M6 AT	0,18	850	1,9	0,0006	11
71 M6 BT	0,25	860	2,2	0,00082	11

Tabelul 1.8 (continuare)

Simbolul motorului QU	Puterea P [kW]	Turația, ne [rot/min]	$\frac{M_p}{M_n}$	Moment de inerție J_M [kg.m ²]	Masa [kg]
80 M6 AT	0,37	925	1,7	0,0019	17
80 M6 BT	0,55	930	1,7	0,0024	18
90 S6 AT	0,75	935	2,1	0,0039	21
90 L6 AT	1,1	920	2,0	0,0049	24
100 L6 AT	1,5	950	2,3	0,011	35
112 M6 AT	2,2	950	2,2	0,017	44
132 S6 AT	3	955	2,2	0,038	71
132 M6 AT	4	955	2,6	0,049	78
132 M6 BT	5,5	955	2,6	0,065	80
160 M6 AK	7,5	960	2,8	0,10	110
160 L6 AK	11	960	2,7	0,14	133
180 L6 AK	15	970	2,0	0,16	167
200 L6 AK	18,5	970	1,6	0,29	228
200 L6 BK	22	970	1,8	0,33	240
225 M6 AK	30	975	1,7	0,56	330
250 M6 AK	37	980	1,8	0,67	370
280 S6 AK	45	980	2,3	1,21	505
280 M6 AK	55	980	2,3	1,39	585
315 S6 AK	75	985	1,8	2,30	730
315 M6 AK	90	985	1,9	2,66	800
315 M6 BK	110	985	1,8	3,05	860

p=8; n=750 rot/min

Tabelul 1.9

Simbolul motorului QU	Puterea P [kW]	Turația, n_e [rot/min]	$\frac{M_p}{M_n}$	Moment de inerție J_M [kg.m ²]	Masa [kg]
160 M8 AK	4	720	1,8	0,070	100
160 M8 BK	5,5	715	1,8	0,092	118
160 L8 AK	7,5	720	2,0	0,12	124
180 L8 AK	11	725	2,0	0,23	180
200 L8 AK	15	730	1,7	0,39	232
225 S8 AK	18,5	730	1,8	0,62	310
225 M8 AK	22	735	1,9	0,73	328
250 M8 AK	30	735	1,9	0,86	365

Tabelul 1.9 (continuare)

Simbolul motorului QU	Puterea P [kW]	Turația, n_e [rot/min]	$\frac{M_p}{M_n}$	Moment de inerție J_M [kg.m ²]	Masa [kg]
280 S8 AK	37	735	1,8	1,38	535
280 M8 AK	45	735	2,2	1,60	630
315 S8 AK	55	740	1,7	2,67	780
315 M8 AK	75	740	1,8	3,00	840
315 M8 BK	90	740	1,8	3,56	930
315 M8 CK	110	740	1,8	4,01	1010
355 M8 AK	132	745	1,7	5,89	1400

2. Dimensiuni de montaj

Dimensiunile de montaj ale motoarelor asincrone trifazate, simbol QU,

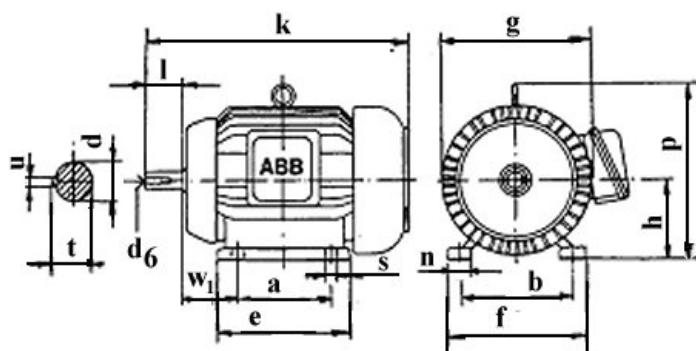


Fig. 1.3

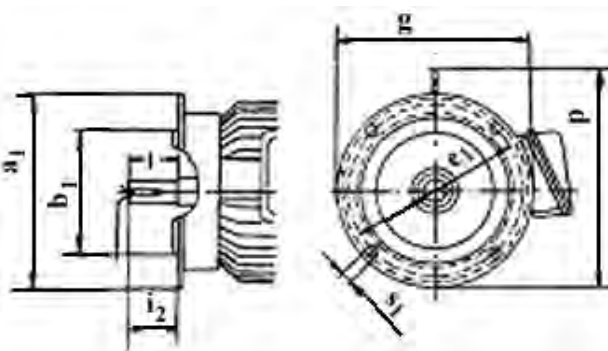


Fig. 1.4

se aleg din fig. 1.3 și tabelul 1.10 pentru motoarele prevăzute cu tălpi de fixare și din fig. 1.4 și tabelul 1.10 pentru motoarele fixate cu ajutorul flanșelor.

Tabelul 1.10

Mărime h (mm)	Tip	Soluție constructivă pentru h = 71....132								
		a	b	e	f	g	k	p	s	w ₁
71	AT, BT	90	112	110	145	137	254	180	7	45
80	AT, BT	100	125	135	160	160	290	162	10	50
90 S	AT	100	140	140	175	180	320	185	10	56
90 L	AT	125	140	165	175	180	345	185	10	56
100 L	AT, BT	140	160	180	200	205	380	240	12	63
112 M	AT	140	190	190	240	224	395	260	12	70
132 S	AT, BT	140	216	205	271	264	462	300	12	89
132 M	AT, BT	178	216	243	271	264	500	300	12	89

Tabelul 1.10 (continuare)

Mărime h (mm)	Tip	Arbore de ieșire					Montaj cu flanșă					
		d	l	t	u	d ₆	a ₁	b ₁	e ₁	i ₂	s ₁	p
71	AT, BT	14	30	16	5	M5	160	110	130	30	10	190
80	AT, BT	19	40	21,5	6	M6	200	130	165	40	12	200
90 S	AT	24	50	27	8	M8	200	130	165	50	12	200
90 L	AT	24	50	27	8	M8	200	130	165	50	12	200
100 L	AT, BT	28	60	31	8	M10	250	180	215	60	15	262
112 M	AT	28	60	31	8	M10	250	180	215	60	15	272
132 S	AT, BT	38	80	41	10	M12	300	230	265	80	15	318
132 M	AT, BT	38	80	41	10	M12	300	230	265	80	15	318

1.3.3 Motoare electrice asincrone trifazate, de uz general, AT

Aceste motoare sunt fabricate la Electromotor Timișoara.

1. Caracteristici tehnice

În tabelele 1.11, 1.12, 1.13 și 1.14 se prezintă principalele caracteristici tehnice ale acestor motoare.

2p; $n = 3000$ rot/min

Tabelul 1.11

Tipul motorului	Puterea P [kW]	Turația n_e [rot/min]	$\frac{M_p}{M_n}$	Moment de inerție J_M [kg.m ²]	Masa [kg]
AT 71 2A 2B	0,37	2700	1,9	0,4125	6,3
	0,55			0,585	7,6
AT 80 2A 2B	0,75	2750	1,9	0,855	11,6
	1,1		2	1,2025	13,1
AT 90 S-2 L-2	1,5	2820	2	2,0625	16,4
	2,2	2950		2,5125	19,3
AT 100 L-2	3	2850	2,2	4,0625	25,4
AT 112 M-2	4	2680	2,2	5,875	32,6
AT 132S 2A 2B	5,5	2890	2	11,425	52
	7,5	2890		15,275	60
AT160 M-2A M-2B L-2	11	2915	1,8	41	100
	15	2930		49	114
	18,5	2920		55,5	126
AT180 M-2	22	2925	1,8	90	156
AT200L 2A 2B	30	2945	1,8	207,5	206
	37	2950		216,5	230
AT 225 M.2	45	295C	1,8	267,5	275
AT 250 M-2	55	2940	1,8	335	320

4p; $n = 1500$ rot/min

Tabelul 1.12

Tipul motorului		Puterea P [kW]	Turația n_e [rot/min]	$\frac{M_p}{M_n}$	Moment de inerție J_M [kg.m ²]	Masa [kg]
AT 71	4A	0,25	1250	1,6	0,76	6,3
	4B	0,37			0,95	7,5
AT 80	4A	0,55	1350	1,8	1,4175	12,1
	4B	0,75			1,4225	13,3
AT90	S-4	1,1	1390	2	3,105	16,5
	L-4	1,5			4,075	20,6
AT 100L	4A	2,2	1425	2,2	6	24,8
	4B	3			8,5	29,3
AT 112	M-4	4.	1425	2.2	11,7	38
AT 132	S-4	5.5	1440	2	20,125	54
	M-4	7,5	1435		24,125	64
AT160	M-4	11	1440	2	66,25	103
	L-4	15			84	120
AT180	M-4	18,5	1460	1,8	100	137
	L-4	22			125,5	156
AT200	L-4	30	1470	1,8	215	216
AT 225	S-4	37	1465	1,7	335	250
	M-4	45			400	280
AT 250	M-4	55	1465	1,7	500	325

6p; $n = 1000$ rot/min

Tabelul 1.13

Tipul motorului		Puterea P [kW]	Turația n_e [rot/min]	$\frac{M_p}{M_n}$	Moment de inerție J_M [kg.m ²]	Masa [kg]
AT80	6A	0,37	890	1,6	1,6625	12,1
	6B	0,55	900	1,7	2,215	13,7
AT90	S-6	0,75	940	1,8	4,1	16,7
	L-6	1,1		2	5,05	19,1
AT100	L-6	1,5	940	2	9,75	26,2
AT112	M-6	2,2	945	2	14,625	35

Tabelul 1.13 (continuare)

Tipul motorului	Puterea P [kW]	Turația n_e [rot/min]	$\frac{M_p}{M_n}$	Moment de inerție J_M [kg.m2]	Masa [kg]
AT132 S-6 M-6A M-6B	3	955	1,8	26,75	53
	4	960		36.75	64
	5,5			51.5	74
AT160 M-6 L-6	7,5	960	1.8	85,75	110
	11	955	1,6	115	115
AT180 L-6	15	970	1,6	137,25	144
AT200 L-6A L-6B	18,5	975	1,6	227,5	169
	22	370		241,5	186
AT225 M-6	30	975	1.6	312.5	240
AT250 M-6	37	975	1,6	390	320

8p; $n = 750$ rot/min

Tabelul 1.14

Tipul motorului	Puterea P [kW]	Turația n_e [rot/min]	$\frac{M_p}{M_n}$	Moment de inerție J_M [kg.m ²]	Masa [kg]
AT100L 8A	0.75	705	1,7	7,75	23
	8B			1.1	10.5
AT112 M-8	1.5	705	1-7	15,75	37,5
AT132 S-8	2,2	710	1,7	28.5	52
	M-8			3	35,25
AT160 M-8A	4	710	1,7	74.75	89
	M-8B	708		92	97
	L-8		7.5	1,8	'3725
AT180 L-8	11	725	1,6	142.25	146
AT200 L-8	15	730	1.6	241,3	184
AT 225 S-8	18,5	735	1,6	300	220
	M-8			22	320
AT250 M-8	30	730	1,6	400	300

[illegible]

Tabelul 1.15 (continuare)

Tip motor	Nr. poli	MD	K	L	IPF	D	E	Flanșă (B5)					
								M	N	P	LA	S	T
71	2-4	-	7	247	13,5	14	30	130	110	160	9	10	3,5
80	2-6	204	10	261		19	40	165	130	200	10	12	
90 S L	2-6	223	10	313 333		24	50	165	130	200	10	12	3,5
100 L	2-8	244	12	369		28	60	215	180	250	11	15	4
112 M	2-8	256		419	21	38	80	265	230	300	12		
132 S M	2-8	-		455 453									
160 M L	2-8	380	15	609 653	2x 21	42	110	300	250	350	13	19	5
180 M L	2-8	412		659 697	2x 29	48							
200 L	2-8	457	19	779	2x 35	55		350	300	400	15		
225 S M	4-8	476		817		60	140	400	350	450	16		
	2			809		55	110						
	4-8			847		60	140						
250 M	2	-	24	935		60	140	500	450	550	20		
	4-8					65							

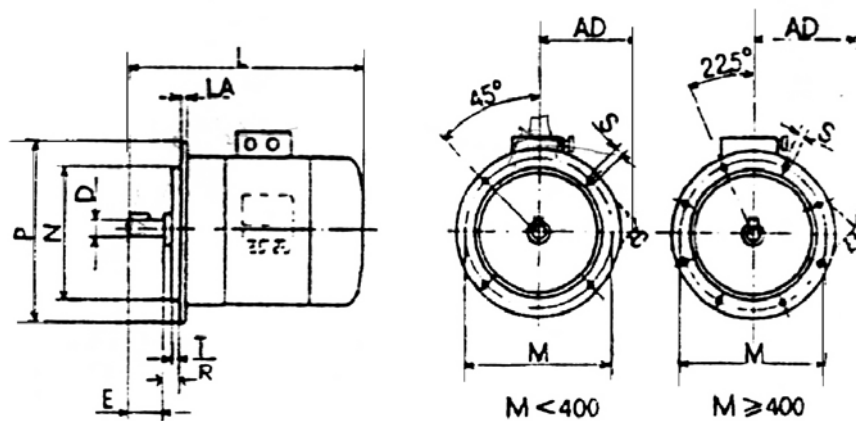


Fig.1.6

1.4 Alegerea motorului electric

Pentru alegerea seriei motorului electric trebuie să se cunoască puterea necesară acționării P_e și turația la arborele motorului electric, n . În funcție de acestea se alege tipul motorului (PAM, QU sau AT).

Turația n poate fi dată prin tema de proiectare sau se poate determina (cazul cel mai frecvent) dacă se cunoaște turația la ieșirea din reductor (n_i) și raportul de transmitere total (i_t).

$$n = n_i \cdot i_t \quad [\text{rot/min}] \quad (1.3)$$

În funcție de turația n_e ce reprezintă turația de sincronism a motorului electric, se selectează tabelul corespunzător (1.1; 1.2; 1.3 sau 1.4 pentru motoarele cu simbolul TAM, 1.6; 1.7; 1.8 sau 1.9 pentru motoarele cu simbolul QU, 1.11; 1.12; 1.13 sau 1.14 pentru motoarele cu simbolul AT) procedându-se în continuare astfel:

- se parcurge coloana a doua din tabelul respectiv și se alege o putere P astfel încât să fie satisfăcută condiția $P \geq P_e$;

- se alege tipul motorului, caracterizat prin seria sa, care are puterea nominală P [kW] și turația nominală n_e [rot/min].

Exemplu:

Prin tema de proiectare se cunoaște $n = 1000$ rot/min, iar din calcule a rezultat $P_e = 2,87$ kW. Dacă s-a optat pentru motoare asincrone trifazate, tip TAM, din tabelul 1.3 (corespunzător turației $n = 1000$ rot/min) rezultă seria 132 S38-6 cu $P = 3$ kW și $n_e = 940$ rot/min.

Observații:

- Puterea motorului electric P din tabel rămâne ca o dată specifică a motorului electric și nu intervine în calculele ulterioare.

- Puterea necesară la arborele motorului electric P_e reprezintă puterea de calcul la dimensionarea transmisiei.

- Turația ce intervine în calculele ulterioare este turația nominală a motorului electric n_e .

1.5 Elemente de fixare a motoarelor electrice

Motoarele electrice cu talpă (fig.1.2, 1.3 și 1.5) pot fi fixate de fundație prin intermediul șuruburilor de fundație sau a glisierelor. Glisierele fac posibilă apropierea sau depărtarea motorului de reductor pentru montarea și respectiv întinderea curelelor, când transmiterea mișcării la reductor se face prin curele.

Glisierele se fabrică pentru lungimi utile cuprinse între 265 mm și 1000 mm.

Glisierele standardizate (STAS 1399-74) se execută în două forme constructive:

- forma A, cu două găuri de fixare, pentru lungimea utilă λ_1 cuprinsă între 265 mm și 500 mm;

- forma B, cu patru găuri de fixare, pentru lungimea utilă λ_1 cuprinsă între 630 mm și 1000 mm.

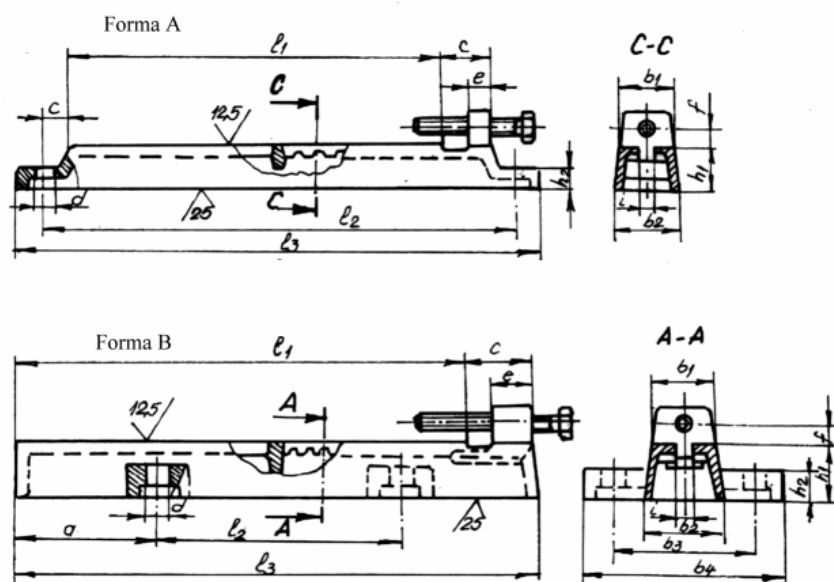


Fig.1.7

Forma glisierelor se prezintă în figura 1.7, iar dimensiunile acestora în tabelul 1.16.

Pentru alegerea glisierii se merge în coloana “Utilizare la mașini” și în funcție de simbolul motorului electric se aleg pe orizontală dimensiunile.

Exemplu: La motor TAM132 S38-6 va corespunde o glisieră cu lungimea utilă $\lambda_1 = 500$ mm (adică forma A) care se va nota astfel:

Glisieră 400 - STAS 1399 –74

Tabelul 1.16

Lungimea utilă, λ_1	λ_2	λ_3	d	f	h_1	h_2	Utilizare la mașini
265	325	355	15	8	35	18	80; 90
315	390	430	15	10	40	18	80; 90
355	430	470	15	10	46	20	100
400	480	530	15	12	50	25	112; 132
500	610	670	19	14	60	30	160; 180
630	470	710	24	14	70	35	200; 225
800	600	900	28	16	75	38	250; 280
1000	720	1100	28	16	80	40	315

Motoarele electrice cu flanșă (fig.1.4 și 1.6) se fixează de carcasa reductorului fie direct fie pe o placă prin șuruburi de fixare.

Capitolul 2

STRUCTURA ȘI CINEMATICA TRANSMISIILOR MECANICE

2.1 Generalități

Reducerea turației motorului electric, n_e , la turația mașinii de lucru, n_i , are loc de obicei cu ajutorul transmisiei prin curele și a reductorului de turație.

Raportul total de transmitere al transmisiei mecanice, i_t , este produsul rapoartelor de transmitere din transmisia prin curele și reductor.

$$i_t = i_c i_a, \quad (2.1)$$

unde: i_c - raportul de transmitere al transmisiei prin curele;

i_a - raportul de transmitere în reductorul de turație.

2.2 Alegerea raportului de transmitere i_c

Acest raport se alege în funcție de tipul transmisiei prin curele, în intervalul indicat de tabelul 2.1.

Tabelul 2.1

Tipul transmisiei	Raport de transmitere
- cu cureauă lată	2...5
- cu cureauă lată cu rolă de întindere	4...6
- cu curele trapezoidale	2...5

2.3 Trenuri de roți dințate

În construcția de mașini se întâlnește o largă varietate constructivă de reductoare utilizate pentru acordarea turației consumatorului cu aceea a motorului de acționare sau pentru modificarea momentului de torsiune la

arborele consumatorului.

În figura 2.1 sunt prezentate unele tipuri de reductoare ce au în alcătuirea lor trenuri de roți cilindrice, conice sau melcate.

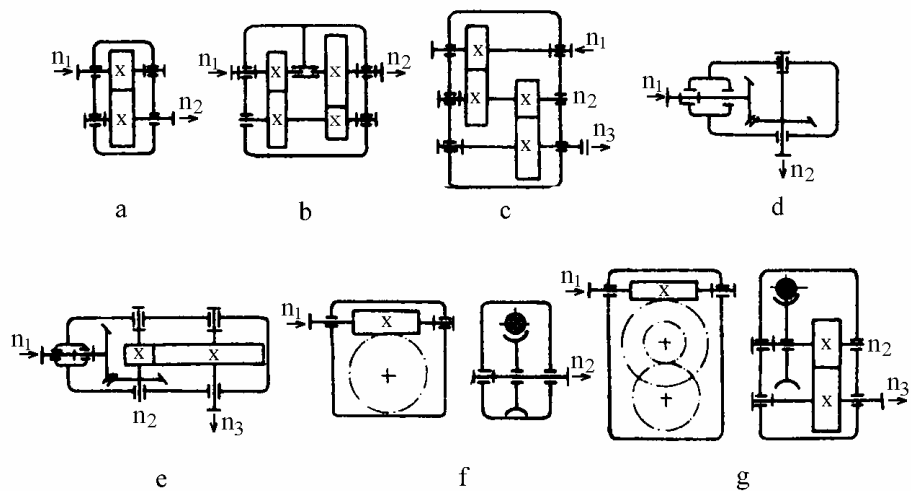


Fig. 2.1

Domeniul de utilizare al acestor reductoare se prezintă în tabelul 2.2.

Tabelul 2.2

Poziția relativă a arborilor de intrare și ieșire	Raportul de transmitere total i_a	Numărul treptelor
paraleli	1...6 (max.8)	o treaptă cu roți dințate cilindrice (fig.2.1a)
	8...50	două trepte cilindrice cu două axe geometrice, la care intrarea și ieșirea sunt coaxiale (fig. 2.1b)
	8...50	două trepte cilindrice cu trei axe geometrice, la care intrarea și ieșirea nu sunt coaxiale (fig. 2.1c)
concurenți	1...3,55 (max. 6,3)	o treaptă cu roți dințate conice (fig. 2.1d)
	7...40	două trepte din care una cu roți conice și una cu roți cilindrice (fig.2.1e)
neparaleli și neconcurenți	12,5...80 (max.100)	o treaptă melcată (fig.2.1f)
	80...50	două trepte din care prima melcată și a doua cilindrică (fig.2.1 g)

2.3.1 Repartizarea raportului de transmitere pe treptele unui reductor

Raportul de transmitere al unui tren de angrenaje, definit conform STAS 915/2 – 81, este câtul dintre turația / viteza unghiulară a primei roți conducătoare și turația / viteza unghiulară a ultimei roți conduse.

Atât raportul total al unui reductor cât și cel al fiecărei trepte în parte trebuie să aparțină valorilor i_{STAS} conținute în STAS 6012 – 82 și prezentate în tabelul 2.3. În alegerea valorilor pentru rapoartele de transmitere se recomandă valorile din șirul I.

Tabelul 2.3

șirul I	1,0		1,25		1,6		2,0		2,5	
șirul II	1,0	1,12	1,25	1,40	1,60	1,80	2,0	2,24	2,5	2,8
șirul I	3,15		4,0		5,0		6,3		8,0	
șirul II	3,15	3,55	4,0	4,5	5,0	5,6	6,3	7,0	8,0	9,0

Valori mai mari, respectiv mai mici decât cele prezentate în tabelul 2.3 se obțin utilizând relația:

$$i = \left(i_{STAS} \cdot 10^n \right)^{\pm 1}; \quad (2.2)$$

în care $n \in Z_{(+1)}$, iar semnul $\pm$ se referă la reductoare, respectiv amplificatoare.

În cazul unui reductor cu k trepte, raportul de transmitere total i_a este constituit din produsul rapoartelor de transmitere parțiale.

$$i_a = i_{1,k} = i_{12} \cdot i_{23} \cdots i_{k-1,k}. \quad (2.3)$$

În absența altor restricții, stabilirea valorilor rapoartelor de transmitere parțiale respectă următoarele relații:

- pentru reductoarele cilindrice în două trepte și două axe geometrice:

$$i_{12} \geq \sqrt{i_a}; \quad i_{34} = \frac{i_a}{i_{12}} \quad i_{12} \wedge i_{34} \in \{i_{STAS}\}; \quad (2.4)$$

- pentru reductoarele cilindrice în două trepte și trei axe geometrice:

$$i_{12} = (1,2 \dots 1,25) \cdot \sqrt{i_a}; \quad i_{34} = \frac{i_a}{i_{12}}; \quad (2.5)$$

- pentru reductoarele cu roți dințate conice și cilindrice (două trepte):

$$i_{12} < \sqrt{i_a}; \quad i_{12} \leq 3,15(\max.3,55); \quad i_{34} = \frac{i_a}{i_{12}}; \quad (2.6)$$

- pentru reductoarele melcato – cilindrice sau cilindro – melcate:

$$i_{melc} = [12,5; 80(\max.120)]; \quad i_{cil} = \frac{i_a}{i_{melc}}. \quad (2.7)$$

2.4 Determinarea turațiilor arborilor

- *Reductoare cu o treaptă de roți dințate:*

- turația la arborele de intrare în reductor

$$n_1 = \frac{n_e}{i_c}; \quad (2.8)$$

în care n_e reprezintă turația nominală a motorului electric de acționare;

- turația la arborele de ieșire din reductor, $n_2 \equiv n_i$

$$n_2 = \frac{n_1}{i_a} \quad \text{sau} \quad n_2 = \frac{n_e}{i_t}. \quad (2.9)$$

- *Reductoare cu două trepte și trei axe geometrice:*

- turația la arborele de intrare în reductor

$$n_1 = \frac{n_e}{i_c}; \quad (2.10)$$

- turația la arborele intermediar din reductor, n_2

$$n_2 = \frac{n_1}{i_{12}}; \quad (2.11)$$

- turația la arborele de ieșire din reductor, $n_3 \equiv n_i$

$$n_3 = \frac{n_2}{i_{34}} \quad \text{sau} \quad n_3 = \frac{n_e}{i_t}. \quad (2.12)$$

2.5 Determinarea puterilor la arbori

La transmisiile cu o treaptă de roți dințate (fig.2.1a, d, f) puterea se determină cu relațiile:

- la arborele de intrare în reductor:

$$P_1 = P_e \eta_c \eta_l; \quad (2.13)$$

- la arborele de ieșire din reductor ($P_2 = P_i$):

$$P_2 = P_e \eta_c \eta_\lambda^2 \eta_{a1}; \quad (2.14)$$

unde η_{a1} reprezintă randamentul primei trepte de roți dințate, iar ceilalți termeni au semnificațiile din § 1.1.

La transmisiile cu două trepte de roți dințate (fig. 2.1b, c, e, g), puterea P_1 se determină cu relația (2.13), puterea P_2 cu relația (2.14) iar puterea la arborele de ieșire din reductor ($P_3 = P_i$) cu relația:

$$P_3 = P_e \eta_c \eta_\lambda^3 \eta_{a1} \eta_{a2} \quad (2.15)$$

unde η_{a2} reprezintă randamentul celei de a doua trepte de roți dințate.

2.6 Determinarea momentelor de torsiune ale arborilor

- *Reductoare cu o treaptă de roți dințate* (fig. 2.1a, d, f)

$$M_{t1} = \frac{30P_1}{\pi \cdot n_1} \cdot 10^6 \quad [Nmm]; \quad M_{t2} = \frac{30P_2}{\pi \cdot n_2} \cdot 10^6 \quad [Nmm]; \quad (2.16)$$

în care: P_1 - puterea la arborele conducător, în kW; P_2 - puterea la arborele condus, în kW; n_1, n_2 - turațiile la arborele conducător, respectiv condus, în rot/min.

- *Reductoare cu două trepte și trei axe geometrice* (fig. 2.1b, c, e, g)

M_{t1}, M_{t2} se calculează cu relația 2.16, iar M_{t3} cu relația:

$$M_{t3} = \frac{30P_3}{\pi \cdot n_3} \cdot 10^6 \quad [Nmm]; \quad (2.17)$$

în care P_3 reprezintă puterea la arborele de ieșire, în kW.

Capitolul 3

TRANSMISII PRIN CURELE

3.1 Transmisii prin curele trapezoidale

3.1.1 Generalități

Transmisia prin curele realizează transferul energetic între doi sau mai mulți arbori, datorită frecării dintre un element intermediar flexibil, cureaua, montat pretensionat și roțile de curea fixate pe arbori.

Față de alte transmisii prezintă o serie de avantaje, cum ar fi: posibilitatea transmiterii mișcării de rotație la distanțe mari; funcționare lină, fără zgomot; amortizarea șocurilor și a vibrațiilor; constituie un element de siguranță (la suprasarcini cureaua poate patina); se realizează la un preț de cost redus; nu impun condiții tehnice deosebite pentru montaj și întreținere etc. Ca dezavantaje amintim: gabarit mare; capacitate de transmitere redusă; durabilitate limitată; funcționare însoțită de alunecare elastică ceea ce face ca raportul de transmitere să nu fie constant etc.

După poziția axelor în spațiu transmisiile prin curele pot fi cu axe paralele (cu ramuri deschise sau cu ramuri închise), respectiv cu axe neparalele (cu ramuri încrucișate, în unghi cu rolă de ghidare).

Frecvența maximă de utilizare o întrunește transmisia cu axe paralele cu ramuri deschise. Celelalte variante nu valorifică eficient capacitatea de tracțiune a curelei.

3.1.2 Tipuri de curele și materiale utilizate

Cureaua condiționează capacitatea de transfer energetic, frecvența și natura intervențiilor, gabaritul transmisiei etc.

După forma secțiunii transversale a curelei se întâlnesc curele late,

trapezoidale, rotunde și dințate.

Dintre acestea, profilul trapezoidal este cel mai răspândit. În acest caz cureaua se confecționează dintr-un element de rezistență, 1, format din straturi de inserție țesută, șnururi sau cabluri din fire artificiale, încorporat în cauciuc vulcanizat, 2 și protejat la exterior de un strat de țesătură cauciucată rezistentă la uzură, 3 (fig. 3.1a).

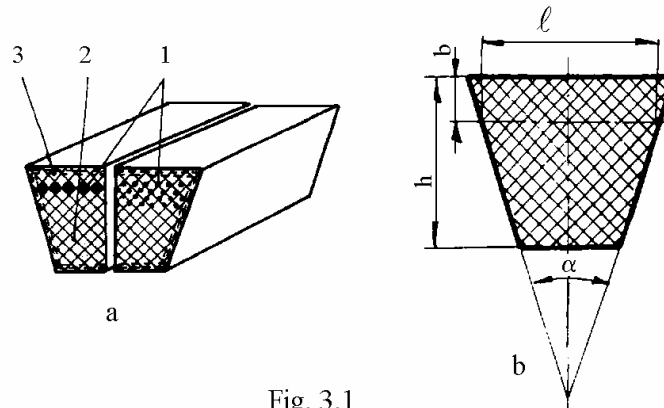


Fig. 3.1

Parametrii geometrici ai unei curele trapezoidale sunt prezentați în figura 3.1b și anume: λ - lățimea primitivă (de referință); h - înălțimea profilului; b - distanța de la fibra neutră la baza mare a trapezului; α - unghiul dintre flancurile active.

În funcție de valoarea raportului λ/h curelele trapezoidale se împart în:

- curele trapezoidale clasice cu $\lambda/h = 1,3 \dots 1,4$ și simbolizate prin Y, Z, A, B, C, D, E (STAS 1164-91);
- curele trapezoidale înguste cu $\lambda/h = 1 \dots 1,1$ și simbolizate prin SPZ, SPA, SPB, 16x15, SPC (STAS 7192-83). Acestea au capacitatea de tracțiune majorată cu (30...40)% față de curelele trapezoidale clasice de același tip dimensional și structură de rezistență.
- curele trapezoidale late cu $\lambda/h = 3,125$ și simbolizate prin W16, W20, W25, W28, W31,5, W40, W50, W63, W80, W100 (STAS 7503/1-85). Sunt utilizate preferențial pentru variatoare de turație.

În tabelul 3.1 se prezintă, conform standardului, dimensiunile secțiunii curelelor trapezoidale înguste.

Tabelul 3.1

Tipul curelei	λ [mm]	h [mm]	b [mm]	A_c [m ²]	α [rad]
SPZ	8,5	8	2	$0,64 \cdot 10^{-4}$	0,697
SPA	11	10	2,8	$0,94 \cdot 10^{-4}$	
SPB	14	13	3,5	$1,54 \cdot 10^{-4}$	
(16x15)	16	15	4	$2,02 \cdot 10^{-4}$	
SPC	19	18	4,8	$2,87 \cdot 10^{-4}$	

Tipul curelei se alege, în funcție de puterea P_e transmisă și de viteza unghiulară ω_e a roții conducătoare, din nomograma prezentată în figura 3.2. Viteza unghiulară ω_e se calculează cu relația:

$$\omega_e = \frac{\pi \cdot n_e}{30} \quad (3.1)$$

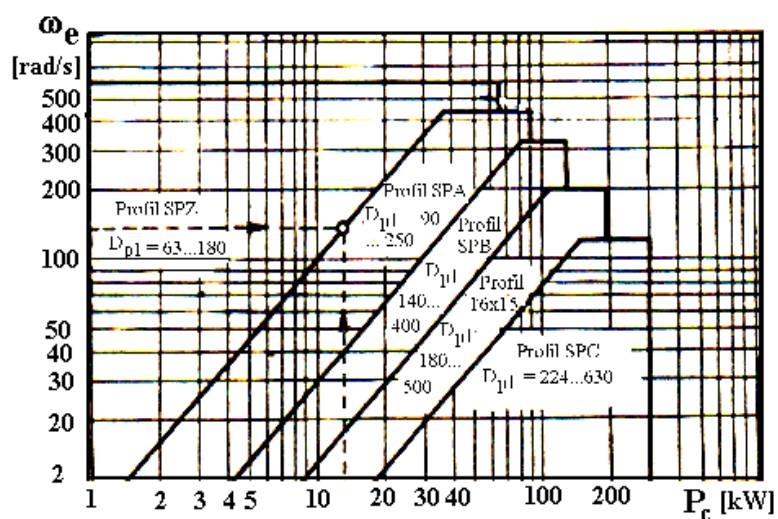


Fig. 3.2

Observație:

Pentru profilurile de curele situate pe nomogramă în apropiere de dreptele oblice se recomandă calculul atât pentru tipurile de deasupra cât și

pentru cele de dedesubt, alegându-se tipul pentru care numărul de curele este mai mic.

Materialele folosite pentru confecționarea curelelor trebuie să fie rezistente la solicitări variabile și la uzură, să aibă un coeficient de frecare mare și flexibilitate, de asemenea mare; alungirea curelei, deformațiile plastice și densitatea trebuie să fie mici; materialul utilizat să facă parte din categoria celor nedeficitare și ieftine. În sensul celor arătate mai sus, curelele trapezoidale se execută din cauciuc, pânză cauciucată, șnururi cablate (grupa S) sau rețea cord (grupa R).

Principalele proprietăți ale curelelor trapezoidale sunt prezentate în tabelul 3.2.

Tabelul 3.2

Grupa	σ_r [N/m ²]	E [N/m ²]	ρ_c [Kg/m ³]	$v_{\max}$ [m/s]	$f_{\max}$ [Hz]	σ_{-1} [N/m ²]
S	(2,5...3,5)	(0,4...0,5) $\times 10^8$	(1,2...1,3)	40	80	(7...9)
R	$\times 10^7$	(0,4...1,1) $\times 10^8$	$\times 10^3$		40	$\times 10^6$

3.1.3 Geometria și cinematica transmisiilor prin curele

3.1.3.1 Elemente geometrice

În cele ce urmează se vor analiza transmisiile cu axe paralele și ramuri deschise (fig.3.3).

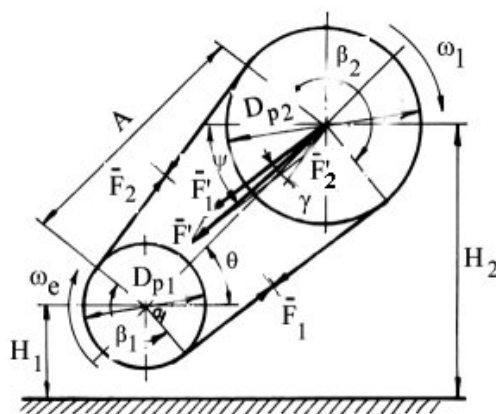


Fig. 3.3

- Diametrul primitiv D_{p1} al roții conducătoare

Valoarea acestui diametru se alege constructiv, în funcție de tipul curelei, din tabelul 3.3 și respectând limitele date în nomograma din figura 3.2. Dacă nu există restricții constructive D_{p1} se alege cât mai mic, în limitele prescrise de STAS 1162-84.

Tabelul 3.3

D_p [mm]	80	90	100	112	125	140	150	160	170	180	190
SPZ	++	++	++	++	++	+		++		+	
SPA		+	++	++	++	++	+	++		+	
SPB								++	+	++	+

Tabelul 3.3(continuare)

D_p [mm]	200	212	224	236	250	265	280	300	315	355	400
SPZ	++				++		+		++	+	++
SPA	++		+		++		+		++	+	++
SPB	++	+	++	+	++		+		++	+	++
SPC			++	+	++	+	++		++	++	++
16x15	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+

Tabelul 3.3(continuare)

D_p [mm]	450	500	530	560	600	630	710	800	900	1000	1200
SPZ	+	++		+		++	+	++			
SPA	+	++		+		++	+	++	+	++	
SPB	+	++		+		++	+	++	+	++	++
SPC	++	++		+		++	++	++	+	++	++
16x15	+	+	+	+	+	+	+	+		+	+

Observație: Valorile înscrise cu ++ sunt de preferat.

- Diametrul primitiv D_{p2} al roții conduse

Se determină inițial diametrul primitiv preliminar D'_{p2} , cu relația:

$$D'_{p2} = i_c \cdot D_{p1}; \quad (3.2)$$

unde i_c reprezintă raportul de transmitere al transmisiei prin curele.

Diametrul D'_{p2} calculat, dacă nu există restricții constructive, se standardizează la valoarea D_{p2} cea mai apropiată (tabelul 3.3).

- Unghiul preliminar dintre ramurile curelei, γ'

Se calculează valoarea preliminară a unghiului γ' , dintre ramurile curelei, folosind relația:

$$\sin \frac{\gamma'}{2} = \frac{D_{p2} - D_{p1}}{2A'}; \quad \frac{\gamma'}{2} = \arcsin \frac{D_{p2} - D_{p1}}{2A'}; \quad (3.3)$$

unde A' reprezintă distanța preliminară între axele roților pentru curele.

- Lungimea preliminară a curelei, L'_p

Din figura 3.3 rezultă:

$$L'_p = 2A' \cos \frac{\gamma'}{2} + \frac{\pi}{2} (D_{p1} + D_{p2}) + \frac{\gamma'}{2} (D_{p2} - D_{p1}); \quad (3.4)$$

unde γ' se introduce în radiani.

Lungimea preliminară a curelei calculată, L'_p , se rotunjește la valoarea standardizată L_p cea mai apropiată (tabelul 3.4).

Tabelul 3.4

L_p [mm]	630	710	800	900	1000	1120	1250	1400
SPZ	++	+	++	+	++	+	++	+
SPA			++	+	++	+	++	+
SPB							++	+

Tabelul 3.4 (continuare)

L_p [mm]	1600	1800	2000	2240	2500	2800	3150	3550
SPZ	++	+	++	+	++	+	++	+
SPA	++	+	++	+	++	+	++	+
SPB	++	+	++	+	++	+	++	+
(16x15)	++	+	++	+	++	+	++	+
SPC			++	+	++	+	++	+

- **Unghiurile de înfășurare ale curelei pe roți, β_1 și β_2**

$$\beta_1 + \beta_2 = 2\pi; \quad \beta_1 + \gamma = \pi; \quad \beta_2 - \gamma = \pi. \quad (3.5)$$

3.1.3.2 Elemente cinematice

Dacă cureaua ar fi inextensibilă, vitezele periferice ale roților ar fi egale între ele și egale cu viteza unui punct oarecare de pe curea. Deoarece viteza unui punct de pe partea înfășurată nu este constantă, rezultă că are loc o alunecare locală elastică a curelei pe roți.

Coeficientul de alunecare elastică a curelei, ε , are expresia:

$$\varepsilon = \frac{v_1 - v_2}{v_1}; \quad (3.6)$$

unde v_1 și v_2 reprezintă vitezele periferice ale unui punct de pe ramura conducătoare, respectiv condusă a curelei.

Raportul de transmitere este:

$$i_c = \frac{n_1}{n_2} \quad (3.7)$$

în care n_1 și n_2 reprezintă turațiile roții conducătoare, respectiv conduse.

Dacă în relația 3.7 se înlocuiesc n_1 și n_2 cu:

$$n_1 = \frac{60v_1}{\pi D_{p1}}; \quad n_2 = \frac{60v_2}{\pi D_{p2}}; \quad (3.8)$$

și se ține seama de relația 3.6, rezultă:

$$i_c = \frac{D_{p2}}{D_{p1}(1 - \varepsilon)}. \quad (3.9)$$

3.1.4 Forțe și tensiuni în ramurile curelei

3.1.4.1 Forțe în ramurile curelei

În stare de repaus cureaua se montează pe roți cu o întindere inițială, astfel că în fiecare din cele două ramuri ale curelei va apărea o forță de pretensionare, F_0 . Această forță va crea o apăsare normală N între curea și roată, care datorită frecării dintre acestea asigură posibilitatea transmiterii unei forțe periferice, F_u .

În timpul funcționării, frecarea dintre roată și cureaua modifică distribuția de forțe din ramurile curelei astfel că în ramura motoare F_0 crește la F_1 , iar în ramura condusă F_0 scade la F_2 . Rezultă:

$$F_1 + F_2 = 2F_0; \quad F_1 = F_0 + \frac{F_u}{2}; \quad F_2 = F_0 - \frac{F_u}{2}. \quad (3.10)$$

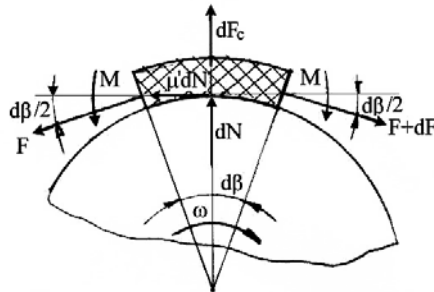


Fig. 3.4

Pentru a determina valoarea forțelor din ramurile curelei se consideră un element infinitesimal de cureauă definit prin unghiul $d\beta$ de pe arcul de înfășurare (fig.3.4).

Asupra acestuia acționează forța centrifugă elementară (dF_c), forța normală elementară (dN), forța de frecare elementară ($\mu' dN$) și

momentul încovoietor datorat curbării curelei pe roată (M).

Din condiția de echilibru a forțelor pe direcția orizontală rezultă:

$$dN + dF_c = 2F \sin \frac{d\beta}{2} + dF \sin \frac{d\beta}{2}. \quad (3.11)$$

Dacă se pune condiția să nu existe alunecare, se obține:

$$\mu' dN = dF \cos \frac{d\beta}{2}. \quad (3.12)$$

Se acceptă $\sin \frac{d\beta}{2} \cong \frac{d\beta}{2}$, $\cos \frac{d\beta}{2} \cong 1$ și se neglijează produsele a doi termeni infinitesimale.

Forța centrifugă elementară se poate exprima sub forma:

$$dF_c = dm \cdot \frac{D_p}{2} \cdot \omega^2 = \rho_\lambda \cdot \frac{D_p}{2} \cdot d\beta \cdot \frac{D_p}{2} \cdot \omega^2 = \rho_\lambda v^2 d\beta; \quad (3.13)$$

în care: dm - masa elementară a curelei;

ρ_λ - masa pe unitatea de lungime.

Din relațiile de mai sus rezultă:

$$\int_{F_1}^{F_2} \frac{dF}{F - \rho_\lambda v^2} = \int_0^{\beta_1} \mu' d\beta. \quad (3.14)$$

Prin rezolvarea ecuației (3.14) și ținând seama de relația (3.10) se obține:

$$F_1 = F_u \cdot \frac{e^{\mu' \beta_1}}{e^{\mu' \beta_1} - 1} + \rho_\lambda v^2 = F_1' + \rho_\lambda v^2; \quad (3.15)$$

și

$$F_2 = F_u \cdot \frac{1}{e^{\mu' \beta_1} - 1} + \rho_\lambda v^2 = F_2' + \rho_\lambda v^2. \quad (3.16)$$

3.1.4.2 Tensiunile din curele

Datorită neomogenității materialelor din care sunt executate curelele, cât și a comportamentului diferit al acestora la sarcini exterioare, calculul riguros al stărilor de tensiune este foarte dificil.

Acceptând ipoteza simplificatoare a omogenității secțiunii curelei, respectiv a stării de tensiune uniformă pe întreaga arie transversală se poate afirma că în cureauă se dezvoltă :

- *tensiuni de întindere*, date de forțele F_1 și F_2 și care se determină cu relația:

$$\sigma_{t1,2} = \frac{F_{1,2}}{A_c}; \quad (3.17)$$

- *tensiuni de încovoiere*

Considerând că materialul curelei respectă legea lui Hooke, se calculează alungirea fibrelor extreme ale curelei față de fibra medie considerată nedeformabilă (fig.3.5).

Se consideră un element de cureauă definit prin $d\beta$.

Lungirea specifică este:

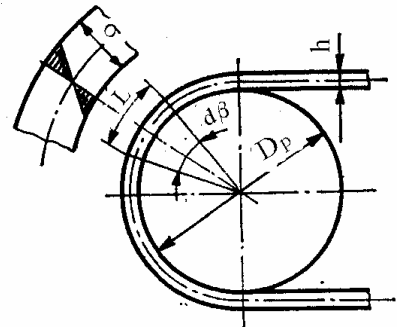


Fig. 3.5

$$\varepsilon = \frac{\Delta L}{L} = \frac{\frac{hd\beta}{2}}{\frac{D_p + h}{2}d\beta} = \frac{h}{D_p + h} \cong \frac{h}{D_p} \quad (3.18)$$

Tensiunea de încovoiere rezultă:

$$\sigma_i = E \cdot \varepsilon = E \cdot \frac{h}{D_p} \quad (3.19)$$

în care h reprezintă înălțimea profilului curelei, iar E modulul de elasticitate al materialului din care este confecționată cureaua (v. tabelele 3.1 și 3.2).

Expresia tensiunii maxime din ramura activă a curelei în punctul de contact al curelei cu roata conducătoare devine:

$$\sigma_{\max} = \sigma_t + \sigma_i \leq \sigma_a \quad (3.20)$$

în care:

$$\sigma_a = \frac{\sigma_r}{c_a} \quad (3.21)$$

unde: σ_r - rezistența la rupere a materialului curelei (v. tabelul 3.2);

$c_a = 3...5$ – coeficient de siguranță admisibil.

Distribuția tensiunilor în lungul unei curele care echează o transmisie cu axe paralele și ramuri deschise este redată în figura 3.6.

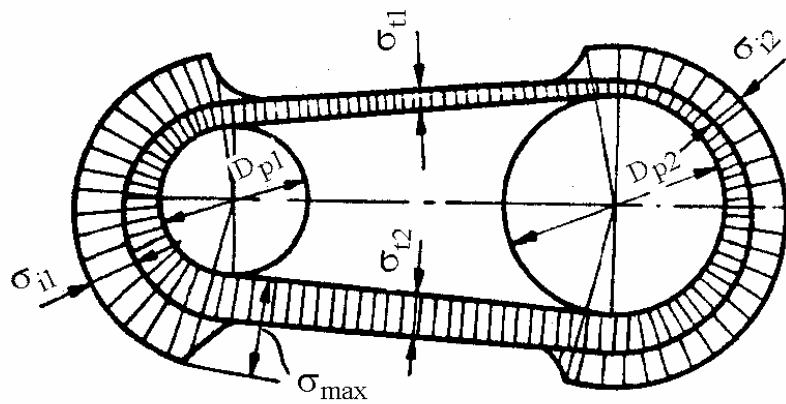


Fig. 3.6

3.1.5 Calculul transmisiei prin curele trapezoidale

Tabelul 3.5

Nr. crt.	Mărimea de calcul	Simbol	Relația de calcul
1.	Puterea de calcul la arborele conducător	P_e	Data de bază.
2.	Turația roții de curea conducătoare	n_e	Data de bază.
3.	Regimul de lucru al transmisiei	-	Data de bază.
4.	Raportul de transmitere	i_c	Data de bază.
5.	Tipul curelei	-	Se alege din nomogramă (fig.3.2), în funcție de P_e și ω_e (v.rel.3.1). Se poate adopta un profil superior pentru a micșora numărul curelelor din set.
6.	Diametrul primitiv al roții conducătoare	D_{p1} [mm]	Se alege constructiv, funcție de tipul curelei, respectându-se prescripțiile din figura 3.2 și tabelul 3.3.
7.	Viteza periferică a curelei	v [m/s]	$v = 0,5\omega_e D_{p1} \leq v_{\max}$, cu ω_e în [rad/s], D_{p1} în [m] și $v_{\max} = 40$ m/s.
8.	Diametrul primitiv al roții conduse	D_{p2}	v. rel.3.2 și tabelul 3.3.
9.	Raportul de transmitere recalculat	i_r	$i_r = \frac{D_{p2}}{D_{p1}}$; Se calculează abaterea raportului de transmitere cu relația: $\frac{i_c - i_r}{i_c} \cdot 100 \leq \pm 3\%$ Dacă această relație nu este îndeplinită se va alege o altă pereche de valori D_{p1} și D_{p2} , iar calculul se reface.
10.	Distanța preliminară dintre axe de roți	A' [mm]	$0,75(D_{p1} + D_{p2}) \leq A' \leq 2(D_{p1} + D_{p2})$
11.	Unghiul preliminar dintre ramurile curelei	γ' [rad]	v. rel. 3.3

Tabelul 3.5 (continuare)

Nr. crt.	Mărimea de calcul	Simbol	Relația de calcul
12.	Lungimea primitivă a curelei	L_p [mm]	Se calculează L'_p cu relația 3.4 și se standardizează la L_p din tabelul 3.4.
13.	Frecvența încovoierilor curelei	f [Hz]	$f = x \cdot \frac{v}{L_p} \leq f_{\max} ,$ cu v în [m/s], L_p în [m] și $x=2$ (numărul de roți peste care se înfășoară curea). $f_{\max}$ - v. tabelul 3.2.
14.	Diametrul primitiv mediu	D_{pm}	$D_{pm} = 0,5(D_{p1} + D_{p2}) .$
15.	Distanța reală între axele roților	A [mm]	$A = 0,25 \cdot \left[(L_p - \pi \cdot D_{pm}) + \sqrt{(L_p - \pi \cdot D_{pm})^2 - 2(D_{p2} - D_{p1})^2} \right]$
16.	Unghiul dintre ramurile curelei	γ [rad]	$\gamma = 2 \arcsin \frac{D_{p2} - D_{p1}}{2A} .$
17.	Unghiul de înfășurare al curelei pe roata conducătoare	β_1 [rad]	$\beta_1 = \pi - \gamma .$ Unghiul β_1 trebuie să fie cuprins în intervalul $2,10 \text{ rad} \leq \beta_1 \leq 3,14 \text{ rad} .$
18.	Coeficientul de lungime	c_L	v. tabelul 3.6
19.	Coeficientul de funcționare	c_f	v. tabelul 3.7
20.	Puterea nominală transmisă de o curea	P_0 [kW]	Se alege în funcție de tipul curelei din tabelele 3.8, 3.9, 3.10, 3.11 și 3.12.
21.	Coeficientul de înfășurare	c_β	v. tabelul 3.13
22.	Numărul de curele preliminar	z_0	$z_0 = \frac{c_f P_e}{c_L c_\beta P_0}$
23.	Coeficientul numărului de curele	c_z	$c_z = 0,95$ pentru $z_0 = 2 \dots 3$; $c_z = 0,90$ pentru $z_0 = 4 \dots 6$; $c_z = 0,85$ pt. $z_0 > 6$.
24.	Numărul de curele	z	$z = \frac{z_0}{c_z} \leq 8$ (z se va lua număr întreg)

Tabelul 3.5 (continuare)

Nr. crt.	Mărimea de calcul	Simbol	Relația de calcul
25.	Forța utilă din curele	F_u [N]	$F_u = 10^3 \frac{P_e}{v}$, P_e în [kW] și v în [m/s]
26.	Densitatea de lungime a masei curelei	ρ_λ [kg/m]	$\rho_\lambda = \rho_c \cdot A_c$ unde: ρ_c - densitatea curelei (v.tabel 3.2) A_c - aria secțiunii transversale printr-o curea (v. tabelul 3.1)
27.	Coeficientul de frecare	μ	$\mu = 0,35 + 0,012v$, cu v în [m/s]
28.	Unghiul canalului roții	α_r [rad]	$\alpha_r = 0,593$ rad pentru curele tip SPZ, SPA, SPB și 16x15; $\alpha_r = 0,628$ rad pentru curele tip SPC
29.	Coeficientul de frecare aparent	μ'	$\mu' = \frac{\mu}{\sin \frac{\alpha_r}{2}}$
30.	Coeficientul de suprasarcină	k_1	$k_1 = 1,0 \dots 2,0$
31.	Forțele de întindere parțiale din ramurile transmisiei	F_1' F_1' [N] F_2' F_2' [N]	$F_1' = k_1 F_u \frac{e^{\mu' \beta_1}}{e^{\mu' \beta_1} - 1}$ $F_2' = k_1 F_u \frac{1}{e^{\mu' \beta_1} - 1}$
32.	Forțele totale din ramurile transmisiei	F_1 [N] F_2 [N]	$F_1 = k_1 F_u \frac{e^{\mu' \beta_1}}{e^{\mu' \beta_1} - 1} + z \rho_\lambda v^2$ $F_2 = k_1 F_u \frac{1}{e^{\mu' \beta_1} - 1} + z \rho_\lambda v^2$
33.	Forța cu care curelele solictă arborele condus	F' [N]	$F' = \sqrt{(F_1')^2 + (F_2')^2 + 2F_1'F_2' \cos \gamma}$

Nr. crt.	Mărimea de calcul	Simbol	Relația de calcul
34.	Unghiul rezultantei F' cu planul orizontal	Ψ [rad]	$\psi = \theta - \left[0,5\gamma - \arcsin \left(\frac{F_2'}{F'} \sin \beta_1 \right) \right]$ unde θ - unghiul de înclinare al transmisiei prin curele (fig.3.3).
35.	Tensiunea de tracțiune	σ_{t1} ; σ_{t2} [N/m ²]	$\sigma_{t1} = \frac{F_1}{zA_c}; \quad \sigma_{t2} = \frac{F_2}{zA_c}.$
36.	Tensiunea de încovoiere	σ_{i1} ; σ_{i2} [N/m ²]	$\sigma_{i1} = KE \frac{h}{D_{p1}}; \quad \sigma_{i2} = KE \frac{h}{D_{p2}}$ unde $K = 0,6 \dots 0,7$; E – modulul de elasticitate, în N/m²; h – înălțimea profilului curelei, în mm (v. tabelele 3.1 și 3.2)
37.	Tensiunea maximă din curea	$\sigma_{\max}$	$\sigma_{\max} = \sigma_{t1} + \sigma_{i1} \leq \sigma_a = \sigma_r / c_a$ Observație: Dacă relația $\sigma_{\max} \leq \sigma_a$ nu este îndeplinită se mărește numărul de curele z sau dacă acest lucru nu este posibil se alege un nou tip de curea cu dimensiuni imediat superioare și calculul se reface.

Tabelul 3.6

[illegible]

Tabelul 3.6 (continuare)

Tipul curelei	Lungimea primitivă a curelei, L_p [mm]							
	1800	2000	2240	2500	2800	3150	3550	3750
	Coeficientul de lungime, c_L							
SPZ	1,01	1,02	1,05	1,07	1,09	1,11	1,13	-
SPA	0,95	0,96	0,98	1,00	1,02	1,04	1,06	1,07
SPB	0,88	0,90	0,92	0,94	0,96	0,98	1,00	1,01
16x15	0,87	0,89	0,91	0,93	0,94	0,96	0,97	0,98
SPC	-	-	0,83	0,86	0,88	0,90	0,92	0,93

Valorile coeficientului c_f

Tabelul 3.7

Felul încărcării	Tipul mașinii	Motor curent alternativ cu rotorul în scurtcircuit		
		Nr. ore de lucru din 24 ore		
		≤ 8	8...16	>16
		c_f		
Moment de pornire până la 120 % din momentul nominal. Regim de lucru aproape constant	- Pompe și compresoare - Transportoare cu bandă - Ventilatoare - Separatoare - Site ușoare	1,2	1,4	1,6
Moment de pornire până la 150 % din momentul nominal. Variații neînsemnate ale regimului de lucru	- Ventilatoare - Transportoare cu lanț, elevatoare - Transmisii - Site grele, cuptoare rotative	1,3	1,5	1,7
Moment de pornire până la 200 % din momentul nominal. Variații însemnate ale regimului de lucru	- Ventilatoare grele, transportoare elicoidale și cu cupe - Dezintegratoare - Mașini de rabotat, mortezat și polizat - Prese; Mașini de țesut	1,4	1,6	1,9
Moment de pornire până la 300 % din momentul nominal. Regim de lucru alternativ și șocuri	- Mașini de ridicat, excavat - Foarfeci mecanice. - Ciocane pneumatice - Mori cu bile, cu pietre, cu valțuri - Concasoare, malaxoare	1,5	1,7	2,0

Curea tip SPZ

Tabelul 3.8

D_{p1} [mm]	i_c	n_e [rot/min]						
		700	800	950	1200	1450	1600	2800
		P_0 [kW]						
90	1,05	1,12	1,26	1,45	1,76	2,05	2,22	3,45
	1,20	1,15	1,29	1,50	1,82	2,13	2,31	3,55
	1,50	1,19	1,34	1,54	1,88	2,20	2,37	3,69
	$\geq 3,0$	1,23	1,37	1,60	1,94	2,28	2,47	3,84
100	1,05	1,32	1,48	1,71	2,08	2,42	2,63	4,05
	1,20	1,35	1,51	1,76	2,14	2,51	2,71	4,19
	1,50	1,38	1,56	1,81	2,21	2,58	2,80	4,33
	$\geq 3,0$	1,43	1,60	1,85	2,26	2,65	2,88	4,47
112	1,05	1,55	1,74	2,01	2,45	2,88	3,12	4,78
	1,20	1,59	1,78	2,07	2,52	2,95	3,20	4,92
	1,50	1,62	1,82	2,12	2,58	3,02	3,28	5,07
	$\geq 3,0$	1,66	1,87	2,16	2,64	3,10	3,36	5,21
125	1,05	1,80	2,02	2,35	2,86	3,35	3,63	5,55
	1,20	1,84	2,07	2,40	2,93	3,43	3,71	5,69
	1,50	1,87	2,11	2,45	2,99	3,50	3,79	5,83
	$\geq 3,0$	1,91	2,15	2,49	3,05	3,57	3,88	5,97
140	1,05	2,09	2,34	2,72	3,32	3,88	4,22	6,38
	1,20	2,12	2,37	2,77	3,38	3,96	4,30	6,53
	1,50	2,16	2,43	2,82	3,44	4,04	4,38	6,67
	$\geq 3,0$	2,20	2,47	2,87	3,51	4,11	4,46	6,81
160	1,05	2,47	2,77	3,21	3,92	4,58	4,97	7,43
	1,20	2,50	2,82	3,27	3,98	4,66	5,05	7,50
	1,50	2,54	2,85	3,32	4,04	4,74	5,13	7,73
	$\geq 3,0$	2,57	2,90	3,36	4,10	4,81	5,21	7,87
180	1,05	2,84	3,19	3,70	4,51	5,26	5,69	8,31
	1,20	2,88	3,23	3,75	4,57	5,33	5,77	8,46
	1,50	2,91	3,27	3,79	4,63	5,41	5,86	8,51
	$\geq 3,0$	2,95	3,33	3,85	4,70	5,48	5,94	8,76

Curea tip SPA

Tabelul 3.9

D_{p1} [mm]	i_c	n_e [rot/min]						
		700	800	950	1200	1450	1600	2800
		P_0 [kW]						
100	1,05	1,57	1,74	2,00	2,41	2,77	2,99	4,32
	1,20	1,65	1,84	2,11	2,55	2,94	3,17	4,64
	1,50	1,73	1,93	2,22	2,68	3,11	3,35	4,96
	$\geq 3,0$	1,81	2,02	2,33	2,82	3,28	3,54	5,28
112	1,05	1,93	2,16	2,49	3,00	3,47	3,75	5,47
	1,20	2,02	2,25	2,60	3,14	3,65	3,94	5,79
	1,50	2,10	2,39	2,71	3,28	3,81	4,12	6,12
	$\geq 3,0$	2,18	2,44	2,82	3,41	3,98	4,30	6,43
125	1,05	2,33	2,61	3,01	3,64	4,23	4,56	6,67
	1,20	2,41	2,70	3,12	3,78	4,39	4,75	6,99
	1,50	2,49	2,79	3,23	3,91	4,56	4,93	7,30
	$\geq 3,0$	2,58	2,88	3,35	4,05	4,73	5,21	7,65
140	1,05	2,79	3,12	3,53	4,36	5,14	5,47	7,95
	1,20	2,87	3,22	3,72	4,50	5,24	5,66	8,32
	1,50	2,95	3,30	3,82	4,65	5,41	5,84	8,51
	$\geq 3,0$	3,03	3,40	3,93	4,78	5,58	6,03	8,90
160	1,05	3,38	3,79	4,38	5,31	6,17	6,66	9,57
	1,20	3,47	3,89	4,47	5,45	6,34	6,88	9,86
	1,50	3,55	3,97	4,60	5,69	6,51	7,03	10,23
	$\geq 3,0$	3,63	4,08	4,71	5,73	6,67	7,21	10,52
180	1,05	3,97	4,45	5,14	6,23	7,24	7,80	10,97
	1,20	4,05	4,54	5,25	6,37	7,43	8,02	11,33
	1,50	4,14	4,64	5,36	6,51	7,58	8,17	11,63
	$\geq 3,0$	4,22	4,72	5,47	6,65	7,73	8,39	11,99
200	1,05	4,55	5,10	5,89	7,14	8,24	8,90	12,22
	1,20	4,63	5,19	6,00	7,27	8,46	9,05	12,58
	1,50	4,71	5,28	6,12	7,43	8,51	9,27	12,88
	$\geq 3,0$	4,79	5,38	6,23	7,58	8,76	9,42	13,25

Curea tip SPB

Tabelul 3.10

D_{p1} [mm]	i_c	n_e [rot/min]						
		700	800	950	1200	1450	1600	2800
		P_0 [kW]						
160	1,05	4,09	4,56	5,24	6,28	7,20	7,73	10,23
	1,20	4,27	4,76	5,47	6,57	7,58	8,10	10,89
	1,50	4,44	4,95	5,70	6,85	7,95	8,46	11,55
	$\geq 3,0$	4,61	5,15	5,93	7,15	8,24	8,90	12,28
180	1,05	4,98	5,56	6,40	7,65	8,83	9,42	12,28
	1,20	5,20	5,76	6,62	7,95	9,17	9,86	12,95
	1,50	5,33	5,98	6,86	8,24	9,49	10,23	13,69
	$\geq 3,0$	5,50	6,15	7,07	8,54	9,86	10,97	14,35
200	1,05	5,86	6,55	7,51	9,05	10,38	11,11	14,13
	1,20	6,03	6,74	7,80	9,35	10,74	11,48	14,79
	1,50	6,20	6,94	8,02	9,64	11,11	11,85	15,46
	$\geq 3,0$	6,37	7,13	8,24	9,94	11,41	12,28	16,12
224	1,05	6,90	7,73	8,83	10,60	12,06	12,95	15,82
	1,20	7,06	7,87	9,13	10,70	12,51	13,39	16,49
	1,50	7,24	8,10	9,35	11,18	12,88	13,76	17,22
	$\geq 3,0$	7,43	8,32	9,57	11,48	13,25	14,13	17,88
250	1,05	8,02	8,94	10,30	12,28	13,98	14,94	17,15
	1,20	8,17	9,13	10,52	12,58	14,35	15,31	17,81
	1,50	8,32	9,35	10,74	12,88	14,72	15,68	18,47
	$\geq 3,0$	8,54	9,57	10,97	13,17	15,09	16,04	19,21
280	1,05	9,27	10,30	11,85	14,13	16,04	16,93	17,81
	1,20	9,42	10,52	12,07	14,42	16,34	17,37	18,47
	1,50	9,57	10,74	12,28	14,72	16,71	17,74	19,21
	$\geq 3,0$	9,79	10,89	12,58	15,01	17,10	18,10	19,87
315	1,05	10,67	11,92	13,62	16,12	18,18	19,06	-
	1,20	10,89	12,06	13,84	16,41	18,47	19,50	-
	1,50	11,04	12,28	14,13	16,71	18,84	19,87	-
	$\geq 3,0$	11,18	12,51	14,35	17,00	19,21	20,24	-

Curea tip (16 x 15)

Tabelul 3.11

D_{p1} [mm]	i_c	n_e [rot/min]						
		700	800	950	1200	1450	1600	2800
		P_0 [kW]						
200	1,05	6,50	7,23	8,32	9,86	11,26	11,92	14,06
	1,20	6,75	7,51	8,51	10,30	11,78	12,51	15,10
	1,50	7,00	7,80	8,94	10,74	12,28	13,10	16,12
	$\geq 3,0$	7,25	8,10	9,35	11,18	12,81	13,69	17,15
224	1,05	7,80	8,68	9,94	11,85	13,47	14,28	16,12
	1,20	8,02	8,94	10,30	12,28	13,98	14,87	17,15
	1,50	8,32	9,27	10,67	12,73	14,50	15,46	18,18
	$\geq 3,0$	8,54	9,57	10,97	13,17	15,01	16,04	19,21
250	1,05	9,17	10,23	11,70	13,91	15,75	16,71	17,66
	1,20	9,42	10,52	12,07	14,35	16,26	17,30	18,69
	1,50	9,71	10,82	12,44	14,79	16,78	17,81	19,65
	$\geq 3,0$	9,94	11,11	12,73	15,23	17,37	18,40	20,69
280	1,05	10,74	12,00	13,69	16,19	18,25	19,21	18,33
	1,20	10,96	12,28	14,06	16,63	18,77	19,73	19,36
	1,50	11,26	12,58	14,35	17,07	19,28	20,39	20,39
	$\geq 3,0$	11,48	12,80	14,72	17,52	19,80	20,98	21,34
315	1,05	12,51	13,91	15,90	18,69	20,90	21,86	-
	1,20	12,80	14,20	16,25	19,14	21,42	22,45	-
	1,50	13,03	14,50	16,56	19,58	21,93	23,04	-
	$\geq 3,0$	13,32	14,79	16,93	20,02	22,45	23,62	-
355	1,05	14,50	16,12	18,33	21,34	23,55	24,36	-
	1,20	14,79	16,41	18,69	21,79	24,07	24,96	-
	1,50	15,01	16,71	18,99	22,23	24,56	25,54	-
	$\geq 3,0$	15,29	17,00	19,36	22,67	25,17	26,13	-
400	1,05	16,63	18,47	20,90	24,07	26,05	26,64	-
	1,20	16,93	18,78	21,20	24,51	26,57	27,16	-
	1,50	17,15	19,06	21,56	24,95	27,16	27,75	-
	$\geq 3,0$	17,44	19,36	21,93	25,39	27,67	28,24	-

Curea tip SPC

Tabelul 3.12

D_{p1} [mm]	i_c	n_e [rot/min]						
		700	800	950	1200	1450	1600	2800
		P_0 [kW]						
250	1,05	10,38	11,48	13,10	15,23	17,07	17,88	15,31
	1,20	10,82	12,00	13,62	16,04	17,96	18,84	16,93
	1,50	11,18	12,44	14,20	16,78	18,84	19,80	18,65
	$\geq 3,0$	11,63	12,95	14,79	17,51	19,72	20,75	20,31
280	1,05	12,44	13,78	15,68	18,33	20,31	21,12	15,82
	1,20	12,88	14,28	16,26	19,06	21,20	22,15	17,44
	1,50	13,25	14,72	16,78	19,72	22,08	23,11	19,14
	$\geq 3,0$	13,69	15,23	17,37	20,46	22,89	24,07	200,83
315	1,05	14,79	16,41	18,56	21,64	23,77	24,51	-
	1,20	15,23	16,85	19,14	22,30	24,70	25,46	-
	1,50	15,60	17,37	19,72	23,04	25,46	26,50	-
	$\geq 3,0$	16,04	17,81	20,31	23,77	26,36	27,45	-
355	1,05	17,37	19,21	21,71	25,10	27,16	27,75	-
	1,20	17,81	19,72	22,30	25,76	28,04	28,70	-
	1,50	18,25	20,24	22,89	26,50	28,92	29,66	-
	$\geq 3,0$	18,62	20,68	23,48	27,23	29,81	3,62	-
400	1,05	20,24	22,30	25,10	28,56	30,32	30,47	-
	1,20	20,61	22,81	25,69	29,29	31,21	31,43	-
	1,50	21,05	23,26	26,20	29,95	32,09	32,38	-
	$\geq 3,0$	21,49	23,77	26,79	30,69	32,97	33,34	-
450	1,05	23,26	25,54	28,48	31,87	32,90	32,31	-
	1,20	23,62	26,06	29,07	32,60	33,78	33,27	-
	1,50	24,07	26,50	29,66	33,34	34,66	34,22	-
	$\geq 3,0$	24,51	27,01	30,21	34,00	35,55	35,18	-
500	1,05	26,13	28,56	31,65	34,59	34,44	32,68	-
	1,20	26,50	29,07	32,16	35,33	35,33	33,63	-
	1,50	26,94	29,51	32,75	35,99	36,21	34,59	-
	$\geq 3,0$	27,38	30,03	33,34	36,73	37,02	35,55	-

Valorile coeficientului de înfășurare, c_β

Tabelul 3.13

Unghiul β_1 [rad]	3,14	2,995	2,791	2,616	2,442	2,267	2,093	1,919	1,74
c_β	1,00	0,98	0,95	0,92	0,89	0,86	0,82	0,78	0,74

3.1.6 Roți pentru curele trapezoidale

Forma și dimensiunile canalelor roților pentru curele trapezoidale sunt standardizate prin STAS 1162-84.

Dimensiunile principale ale secțiunii canalelor roții se prezintă în figura 3.7 și tabelul 3.14.

Tabelul 3.14

Secțiunea curelei trapezoidale	SPZ	SPA	SPB	SPC
Secțiunea canalului roții	SPZ	SPA	SPB	SPC
	Dimensiuni în mm			
w_d	8,5	11	11	19
b , min	2	2,75	3,5	4,8
h , min	9	11	14	19
f	8 ± 1	10	12,5	17
e	$12 \pm 0,3$	$15 \pm 0,3$	$19 \pm 0,4$	$25,5 \pm 0,5$
α	$34^\circ ; 38^\circ$			

Observații:

1. Simbolurile din figura 3.7 și tabelul 3.14 au următoarele semnificații:

w_d - lățimea de referință;

b - lățimea canalului deasupra liniei de referință;

h - adâncimea canalului sub linia de referință;

f - distanța dintre axa secțiunii canalului extrem și suprafața frontală

vecină a roții;

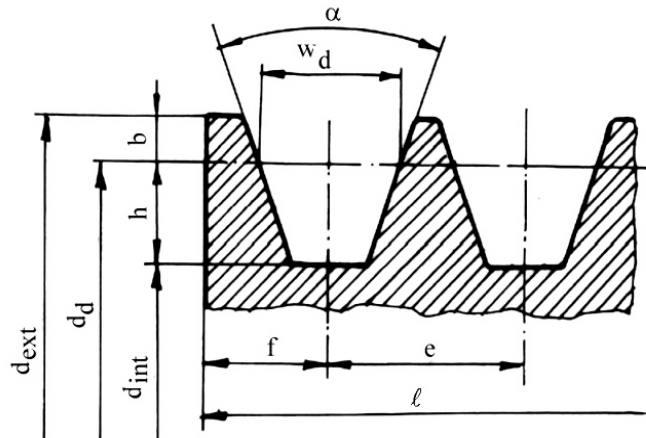


Fig. 3.7

e - distanța dintre axe secțiunilor a două canale consecutive;

α - unghiul canalului;

d_d - diametrul de referință;

d_{ext} - diametrul exterior al roții, calculat cu relația:

$$d_{ext1(2)} = d_{d1(2)} + 2b \quad (3.22)$$

unde $d_{d1} = D_{p1}$ și $d_{d2} = D_{p2}$ (v. tabelul 3.5)

λ - lățimea jantei (coroanei) roții:

$$\lambda = (z - 1) \cdot e + 2f \quad (3.23)$$

în care z reprezintă numărul de curele.

2. În cazuri speciale, justificate, se admite prescrierea unor valori mai mari ale dimensiunii e decât cele indicate în tabelul 3.14.

3. Abaterile limită la dimensiunea e sunt aplicabile pentru distanța dintre axe oricăror două canale, consecutive sau neconsecutive, ale roții de curea.

4. Abaterile limită la dimensiunea f trebuie luate în considerare la alinierea roților de curea pe arborii transmisiei.

Dacă diametrul de referință al roților $d_d \leq 1120$ mm se va alege o roată dintr-o bucată.

În figura 3.8 se prezintă desenul de execuție al roții de curea conduse, în care:

- diametrul interior al roții: $d_{\text{int1}(2)} = d_{d1(2)} - 2h$ [mm];
- grosimea obadei: $s_2 = 0,005d_{d2} + 3$ [mm];
- diametrul butucului roții: $d_{b2} = (1,8...2)d_1$

unde d_1 reprezintă diametrul capătului de arbore pe care se montează roata condusă; se alege conform indicațiilor din & 6.3.

- lungimea butucului roții: $\lambda_3 = (1,2...1,5)d_2$

$$d_{02} = d_{\text{int2}} - 2s_2$$

$$d_{g2} = 0,5 (d_{02} + d_{b2})$$

$$c \cong 0,3\lambda$$

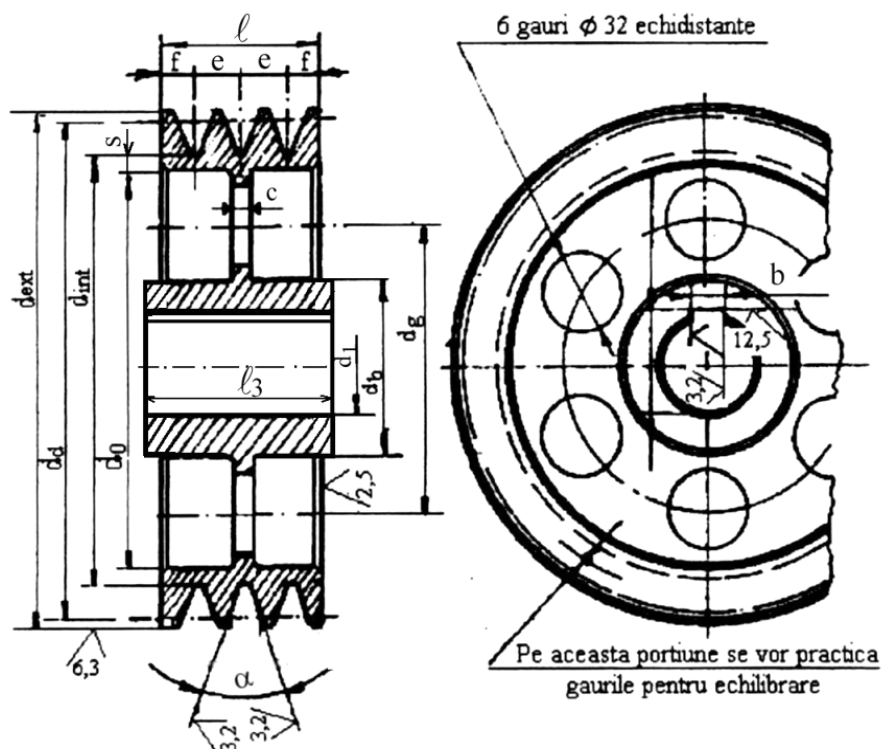


Fig. 3.8

3.2 Transmisii prin curele dințate

3.2.1 Elemente geometrice

Transmisiile prin curele dințate (fig.3.9), numite și transmisii sincrone, acumulează avantajele transmisiilor prin curele trapezoidale cu avantajele transmisiilor prin lanțuri și anume: raport de transmitere constant, randament mare, tensionare mică a curelelor, întreținere simplă, domeniu mare de viteză (până la 80 m/s), domeniu larg de puteri (de la 0,12 la 420 kW), distanță mică între axe și funcționare liniștită.

Cureaua dințată prezintă o structură neomogenă (fig.3.9) alcătuită dintr-un element de înaltă rezistență la tracțiune 1, dispus în stratul neutru (din oțel, fibre poliesterice, sticlă), încorporat într-o matrice de elastomer, care constituie masa curelelor 2. Dantura prismatică 3 este dispusă pe interiorul curelei 4.

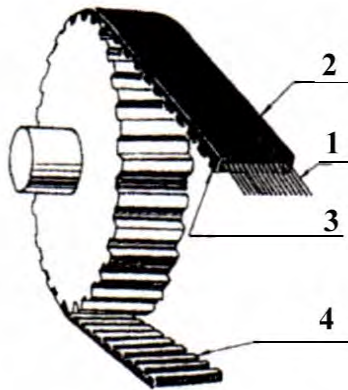


Fig. 3.9

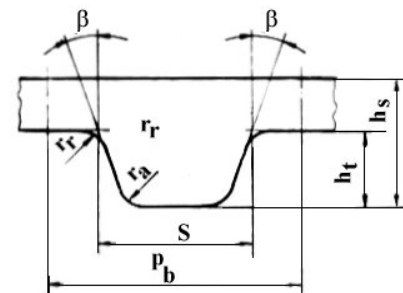


Fig. 3.10

Geometria curelei sincrone, dată în STAS 12918/3-91, este caracterizată de următorii parametri (fig.3.10): pasul p_b , lățimea b_s , înălțimea totală h_s , lungimea primitivă L_p , căreia îi corespunde un număr întreg de pași z_p , înălțimea dinților h_t , grosimea de bază s , unghiul dintre flancuri 2β .

Curelele sincrone cu dantură trapezoidală sunt ordonate în șase mărimi de pas, definit în sistemul de măsurare în inches. Simbolizarea și

dimensiunile nominale ale curelelor sincrone sunt indicate în tabelul 3.15.

Tabelul 3.15

Simbol pas	Pasul curelei p_b		2β [°]	s [mm]	h_t [mm]	h_s [mm]	r_r [mm]	r_a [mm]	Seria
	[mm]	[in]							
MXL	2,320	2/25	40	1,14	0,51	1,14	0,13	0,13	F. f. ușoară
XL	5,080	1/5	50	2,57	1,27	2,30	0,38	0,38	F. ușoară
L	9,525	3/8	40	4,63	1,91	3,60	0,51	0,51	ușoară
H	12,700	1/2	40	6,09	2,29	4,30	1,02	1,02	Grea
XH	22,225	7/8	40	12,56	6,35	11,20	1,57	1,19	F. grea
XXH	31,750	1 1/4	40	19,03	9,53	15,70	2,28	1,52	F. f. grea

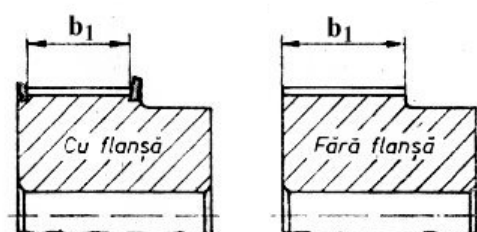


Fig. 3.11

Roțile dințate pentru curele au dimensiunile date în STAS 12918/4-91. Roțile se pot executa în două variante: cu flanșă sau fără flanșă (fig. 3.11). Uzual, roțile sunt prevăzute cu flanșe laterale pentru prevenirea deplasării curelelor. În cazul curelelor înguste, de putere mică (< 1 kW) pot

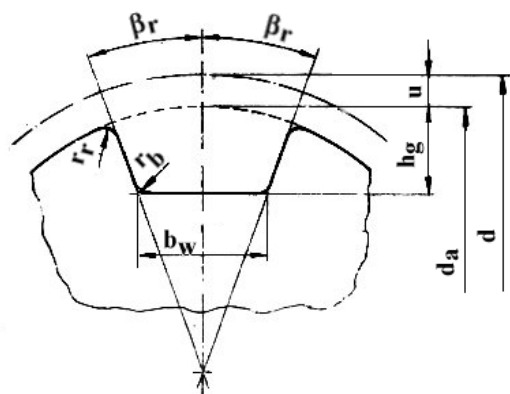


Fig. 3.12

fi fără flanșe laterale.

Elementele geometrice ale danturii cu profil drept sunt prezentate în fig. 3.12 și tabelul 3.16. Raportul de transmitere maxim se limitează pentru a determina un unghi de înfășurare al curelei pe roata mică suficient de mare, astfel încât numărul minim de dinți aflați în angrenare să fie cel puțin trei.

Tabelul 3.16

Simbol pas	Lățime min., b [mm]		b_w [mm]	h_g [mm]	β_r	$2U$	z_1 min	d min	Raportul de transmitere max . i
	cu flanșă	fără flanșă							
MXL	3,8	5,6	0,84	0,69	20°	0,508	10	6,47	
	5,3	7,1							
	7,1	8,9							
XL	7,1	8,9	1,32	1,65	25°	0,508	10	16,17	7,20
	8,6	10,4							
	10,4	12,2							
L	14,0	17,0	3,05	2,67	25°	0,762	12	36,38	8,40
	20,3	23,3							
	26,7	29,0							
H	20,3	24,8	4,19	3,05	20°	1,372	16	64,68	8,57
	26,7	31,2							
	39,4	43,9							
	52,8	57,3							
	79,0	83,5							
XH	56,8	62,6	7,90	7,14	20°	2,794	18	127,34	6,67
	83,8	89,8							
	110,7	116,7							
XXH	56,6	64,1	12,17	10,31	20°	3,048	22	222,34	5,00
	83,8	91,3							
	110,7	118,2							
	137,7	145,2							

Diametrele cercurilor de divizare d , diametrele exterioare ale roților dințate d_a și numărul de dinți al roților 2 sunt indicate în tabelul 3.17.

Tabelul 3.17

Număr de dinți	Simbol pas					
	MXL		XL		L	
	d	d_a	d	d_a	d	d_a
10	6,47	5,96	16,17	15,66		
11	7,11	6,61	17,79	17,28		
12	7,76	7,25	19,40	18,90	36,38	35,62
13	8,41	7,90	21,02	20,51	39,41	38,65
14	9,06	8,55	22,64	22,13	42,45	41,68
15	9,70	9,19	24,26	23,75	45,48	
16	10,35	9,84	25,87	25,36	48,51	
17	11,00	10,40	27,49	26,98	51,54	
18	11,64	11,13	29,11	28,60	54,57	
19	12,29	11,78	30,72	30,22	57,61	
20	12,94	12,43	32,34	31,83	60,64	
(21)	13,53	13,07	33,96	33,45	63,67	
22	14,23	13,72	35,57	35,07	66,70	
23	14,88	14,37	37,19	36,68	69,73	
(24)	15,52	15,02	38,81	38,30	72,77	
25	16,17	15,66	40,43	39,92	75,80	75,04
(26)	16,82	16,31	42,04	41,53	78,83	78,07
(27)	17,46	16,96	43,66	43,15	81,86	81,10
(28)	18,11	17,60	45,28	44,77	84,89	84,13
(30)	19,40	18,90	48,51	48,00	90,96	90,20
32	20,70	20,19	51,74	51,24	97,02	96,26
36	23,29	22,78	58,21	57,70	109,15	108,30
40	25,87	25,36	64,68	64,17	121,28	120,51
48	31,05	30,54	77,62	77,11	145,53	144,77
60	38,81	38,30	97,02	96,51	181,91	181,15
72	46,57	46,06	116,43	115,92	218,30	217,53
84					254,68	253,92
96					291,06	290,30
120					363,83	363,07

Tabelul 3.17(continuare)

Număr de dinți	Simbol pas					
	H		XH		XXH	
	d	d_a	d	d_a	d	d_a
16	64,68	68,31				
17	68,72	67,35				
18	72,77	71,39	127,34	124,55		
19	76,81	75,44	134,41	131,62		
20	80,85	79,48	141,49	138,69		
(21)	84,89	83,52	148,56	145,77		
22	88,94	87,56	155,64	152,84	222,34	219,29
23	92,98	91,61	162,71	159,92	232,45	229,40
(24)	97,02	95,65	169,79	166,99	242,55	239,50
25	101,06	99,69	176,86	174,07	252,66	249,61
(26)	105,11	103,73	183,94	181,14	262,76	259,72
(27)	109,15	107,78	191,01	188,22	272,22	269,82
(28)	113,19	111,82	198,08	195,29	282,98	279,93
(30)	121,28	119,90	212,23	209,44	303,19	300,14
32	129,36	127,99	226,38	223,59	323,40	320,35
36	145,53	144,16	254,68	251,89	363,83	360,78
40	161,70	160,33	282,98	280,18	404,25	401,21
48	194,04	192,67	339,57	336,78	485,10	482,06
60	242,55	241,18	424,47	421,67	606,38	603,33
72	291,06	289,69	509,36	506,57	727,66	724,61
84	339,57	338,20	594,25	591,46	848,93	845,88
96	388,08	386,71	679,15	676,35	970,21	967,16
120	485,10	483,73	848,93	846,14	1217,76	1209,71
156	630,64	629,26				

3.2.2 Calculul transmisiilor prin curele dințate

Acest calcul se efectuează conform STAS 12918/2-91.

Datele inițiale necesare proiectării sunt: puterea utilă de transmis P_u , turația n_1 a roții motoare, raportul de transmitere i , regimul de lucru, mașina de lucru antrenată, dimensiunile arborilor pe care se montează roțile, modul de reglare a întinderii (cu glisieră sau cu rolă de întindere).

Alegerea tipului de curea se face utilizând nomograma din fig. 3.13, în funcție de turația roții mici de curea și puterea de calcul, care se determină cu relația:

$$P_c = c \cdot P_u \quad (3.24)$$

unde: c – coeficient global de corecție ($c = c_1 + c_2 + c_3$);

în care: c_1 – coeficient ce ține seama de tipul mașinii de antrenare și a mașinii antrenate (tabelul 3.18);

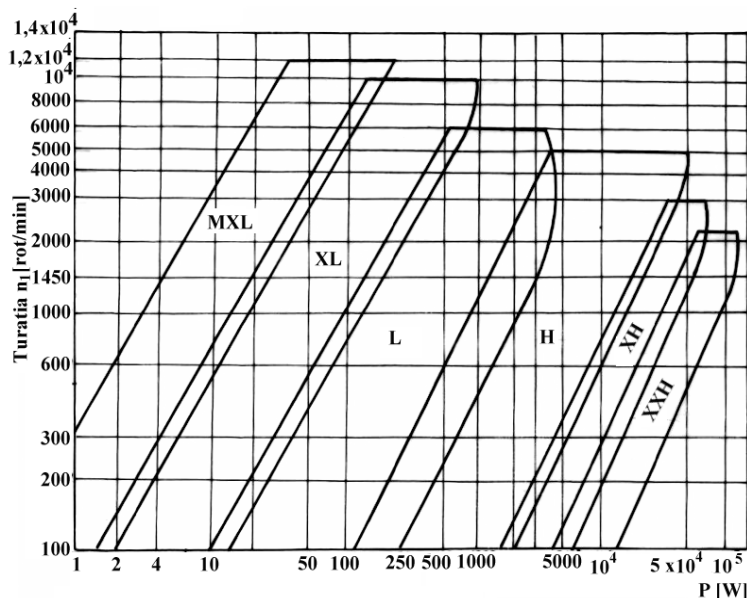


Fig.3.13

Tabelul 3.18

Mașini de scris, calculatoare, înregistratoare, imprimante, benzi transportoare, mașini de fotocopiat, aparate de proiecție, centrifugă pentru sucuri.	1,1
Roboți de bucătărie, mașini de cusut	1,2
Mașini de spălat, mașini de frământat, benzi transportoare pentru cărbune, pietriș, nisip, agitatoare, strunguri, mașini de găurit, de rectificat și rabotat, mașini pt. prelucrat lemn, mașini textile, mașini pt. industria celulozei și hârtiei	1,4
Mașini de tăiat, mașini pt. industria ceramică, ventilatoare și suflante, mașini de ridicat și transportat, centrifugi mari, generatoare.	1,6

c_2 – coeficient de exploatare ($c_2 = 0,2$ pentru 3 schimburi pe zi; $c_2 = 0,1$ pentru 1-2 schimburi pe zi; $c_2 = 0$ pentru o funcționare ocazională);

c_3 = coeficientul sistemului de întindere al curelei ($c_3 = 0,2$ pentru transmisia cu rolă de întindere; $c_3 = 0$ la transmisia cu glisieră de întindere).

La stabilirea numărului de dinți ai roților ($i = z_2 / z_1$) se au în vedere valorile z_1 minime din tabelul 3.16, admițându-se abateri de $\pm 1\%$ între raportul de transmitere teoretic și cel real.

Lățimea aproximativă a curelei b' se calculează pe baza relației:

$$b' \geq \frac{P_c}{P_0 \cdot c_z} \quad (3,25)$$

unde: c_z – coeficient al numărului de dinți în angrenare, z_1' :

$$z_1' = \frac{\beta_1 \cdot z_1}{360} \quad (3,26)$$

Pentru: $z_1' > 6 \rightarrow c_z = 1$; $z_1' = 5 \rightarrow c_z = 0,8$; $z_1' = 4 \rightarrow c_z = 0,6$;

$z_1' = 3 \rightarrow c_z = 0,4$

P_0 – puterea transmisă de o curea cu lățimea de 1 in., este indicată în tabelele 3.19, 3.20, 3.21, 3.22, 3.23 pentru tipurile de curele dințate tipizate.

P_0 , pentru profilul **XL**, W/mm

Tabelul 3.19

Turația n [rot/min]	Numărul de dinți, z_1						
	10	11	12	14	15	16	18
	Diametrul, d , [mm]						
	16,17	17,80	19,40	22,64	24,26	25,88	29,11
100	0,58	0,58	0,58	0,87	0,87	0,87	1,16
500	2,89	3,18	3,47	4,05	4,35	4,64	5,22
1000	5,80	6,38	6,96	8,41	8,99	9,57	10,73
1500	8,70	9,86	10,44	12,47	13,34	14,21	15,95
2000	11,89	13,05	14,21	16,53	17,98	18,85	21,46
2500	14,21	15,66	17,11	19,72	21,46	22,91	25,52
3000	17,69	19,43	21,46	24,94	26,68	28,42	31,90
3500	-	-	24,94	29,00	31,03	33,35	37,12
4000	23,78	26,10	28,42	33,35	35,67	37,70	42,34
5000	29,58	32,48	35,67	41,18	44,08	47,27	52,78

Tabelul 3.19 (continuare)

Turația n [rot/min]	Numărul de dinți, z_1					
	20	21	22	24	28	30
	Diametrul, d , [mm]					
	32,34	33,96	35,57	38,81	45,28	48,51
100	1,16	1,16	1,16	1,45	1,74	1,74
500	5,80	6,09	6,38	6,96	8,41	8,70
1000	11,89	18,47	13,05	14,21	16,53	17,98
1500	17,69	18,56	19,43	21,46	24,94	26,68
2000	23,78	24,94	26,10	28,42	33,35	35,67
2500	28,42	29,87	31,03	34,22	39,73	42,34
3000	35,67	37,12	38,86	42,34	49,59	52,78
3500	41,18	43,21	45,53	49,59	57,42	61,19
4000	47,27	49,59	51,62	56,26	64,96	69,31
5000	58,29	61,19	63,8	69,31	79,75	84,68

 P_0 , pentru profilul L , W/mm

Tabelul 3.20

Turația n [rot/min]	Numărul de dinți, z_1						
	12	13	14	15	16	17	18
	Diametrul, d , [mm]						
	36,38	39,41	42,45	45,48	48,51	51,54	54,57
100	1,74	2,03	2,03	2,32	2,32	2,61	2,61
500	8,99	9,86	10,73	11,31	12,18	12,76	13,63
1000	17,98	19,72	21,17	22,62	24,07	25,81	27,26
1500	27,26	29,58	31,61	33,64	35,96	38,28	40,60
2000	35,96	39,15	42,05	44,95	47,85	50,75	53,65
2500	44,95	48,72	52,20	55,68	59,45	62,93	66,70
3000	53,65	58,00	62,35	63,80	70,76	75,11	79,18
3500	-	67,28	72,21	76,85	82,07	86,71	91,35
4000	-	-	82,07	87,00	92,8	97,73	105,85
5000	-	-	-	106,43	113,39	118,9	125,00

Tabelul 3.20 (continuare)

Turația n [rot/min]	Numărul de dinți, z_1						
	19	20	21	22	24	26	28
	Diametrul, d , [mm]						
	57,61	60,64	63,67	66,70	72,77	78,83	84,89
100	2,90	2,90	3,19	3,48	3,77	4,06	4,35
500	14,50	15,08	15,95	16,53	18,27	19,72	21,17
1000	28,71	30,16	33,06	35,96	38,86	42,05	44,95
1500	42,63	44,95	46,98	49,30	53,65	58,00	62,35
2000	56,55	59,45	62,35	65,25	70,76	76,27	81,78
2500	70,18	73,66	77,14	80,62	87,29	93,96	100,63
3000	83,23	87,29	91,35	95,41	102,95	110,49	117,74
3500	95,99	100,34	104,98	109,33	117,74	126,15	133,68
4000	108,17	112,81	117,74	122,67	131,66	140,07	147,90
5000	130,50	135,72	140,94	146,16	155,15	163,27	169,94

 P_0 , pentru profilul **H**, W/mm

Tabelul 3.21

Turația n [rot/min]	Numărul de dinți, z_1						
	16	17	18	19	20	21	22
	Diametrul, d , [mm]						
	64,68	68,72	72,77	76,81	80,85	84,89	88,94
100	8,12	8,70	9,28	9,86	10,15	10,73	11,31
500	40,89	43,50	46,11	48,72	51,33	53,94	56,26
1000	81,78	87,00	91,93	97,15	102,08	107,3	112,23
1500	122,38	129,92	137,46	145,00	152,54	159,80	167,33
2000	162,4	172,5	182	192	202	211,7	221,27
2500	-	-	226,2	238,1	250	261,87	273,76
3000	-	-	269,1	282,7	296,7	310,3	324,2
3500	-	-	310,6	325,9	341,3	357	372,3
4000	-	-	-	-	383,9	400,8	417,6
5000	-	-	-	-	462	480	498,5

Tabelul 3.21 (continuare)

Turația n [rot/min]	Numărul de dinți, z_1							
	24	26	28	30	32	36	40	44
	Diametrul, d , [mm]							
	97,02	105,11	113,19	121,28	129,36	145,63	161,70	177,88
100	12,18	13,34	14,50	15,37	16,53	18,56	20,59	22,62
500	61,48	66,70	71,63	76,85	81,78	91,93	102,08	112,23
1000	122,38	132,38	142,39	152,54	162,4	182,41	201,84	221,27
1500	182,12	196,9	211,7	226,2	240,7	269	297	324,00
2000	240,4	259,55	278,4	296,96	315,2	350,9	384,83	417,6
2500	296,67	318,58	342,2	363,6	384,8	425,7	463,4	498,2
3000	350,3	376,4	401,6	425,4	448,3	491,8	529,8	563,2
3500	400,8	429,2	456,4	481,1	504,6	547,8	582,3	609,3
4000	447,7	477,3	505,4	529,8	552	591,6	618	633
5000	528,3	557,6	583,5	602,3	616,2	636,5	630	631,3

 P_0 , pentru profilul **XH**, W/mm

Tabelul 3.22

Turația n [rot/min]	Numărul de dinți, z_1								
	18	20	22	24	26	28	30	32	40
	Diametrul, d , [mm]								
	127,34	141,49	155,64	169,79	183,94	198,08	212,23	226,38	282,98
100	22,04	24,36	26,97	29,29	32,19	34,22	36,54	38,86	48,72
500	109,6	121,8	133,7	145,6	157,7	169,6	181,5	194,6	239,5
1000	216,0	239,5	262,4	284,8	307,1	329,1	350,3	371,2	449,8
1500	-	350,3	381,3	411,5	440,2	468,1	493,8	518,8	600,6
2000	-	-	485,4	518,8	549,2	576,2	600,6	621,2	662,3
2500	-	-	-	600,6	625,5	644,4	656,5	662,3	663,8
3000	-	-	-	650,2	661,2	661,5	650,7	627,8	-
3500	-	-	-	661,2	647,8	617,4	569,5	-	-

P_0 , pentru profilul **XXH**, W/mm

Tabelul 3.23

Turația n [rot/min]	Numărul de dinți, z_1					
	22	24	26	30	34	40
	Diametrul, d , [mm]					
	222,34	242,55	262,76	303,19	343,61	404,25
100	47,27	51,33	55,68	64,09	72,79	85,55
500	232,6	253,2	273,5	313,5	352,9	409,8
1000	446,6	482	516,2	580,3	637,4	708,7
1500	623,5	663	698	752,5	784,7	784,4
2000	745,3	772	788,2	784,7	728,2	-
2500	792,5	784,7	756	-	-	-
3000	747,9	677,4	-	-	-	-

Lățimea b' se corectează cu un coeficient de tensionare c_t (tabelul 3.24) și se rotunjește la valorile tipizate indicate în același tabel.

Tabelul 3.24

Tipul curelei	Lățimea curelei, b , [mm]								
	6	10	13	16	19	22	25	32	38
	Coeficientul de tensionare, c_t								
XL	1,9	1,4	1,3	1,2	1,1	1,1	1,1	-	-
L	-	2,0	1,8	1,7	1,6	1,6	1,6	1,5	1,5
H	-	-	1,7	1,5	1,3	1,3	1,2	1,2	1,1
XH	-	-	-	-	-	-	-	-	-
XXH	-	-	-	-	-	-	-	-	-

Tabelul 3.24 (continuare)

Tipul curelei	Lățimea curelei, b , [mm]							
	50	63	76	102	127	153	204	254
	Coeficientul de tensionare, c_t							
XL	-	-	-	-	-	-	-	-
L	1,5	1,4	1,4					
H	1,1	1,0	1,0	1,0	1,0	-	-	-
XH	1,5	1,4	1,3	1,3	1,2	1,2	1,2	1,2
XXH	1,4	1,3	1,3	1,2	1,2	1,1	1,1	1,1

$$b = c_t \cdot b' \quad (3.27)$$

Lățimea calculată se corelează cu lățimile indicate în tabelul 3.16, de unde se extrag elementele geometrice ale danturii roților de curea, în funcție de simbolul pasului.

Diametrele de divizare și exterioare ale roților dințate pentru curele se stabilesc în funcție de numărul de dinți și de simbolul pasului din tabelul 3.17.

Lungimea primitivă a curelei se determină cu relația:

$$L_p = 2A + 1,57(d_1 + d_2) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4A} \quad (3.28)$$

Valorile L_p obținute cu relația (3.28) se rotunjesc în plus sau în minus la un multiplu întreg de pași (tabelul 3.25, STAS 12918/3-91).

Tabelul 3.25

Lungimea liniei de divizare L_p [mm]	MXL	XL	L	H	XH	XXH
	Numărul de dinți ai curelei					
91,44	45					
101,60	50					
111,76	55					
121,92	60					
142,24	70					
152,40	75	30				
162,56	80					
177,80		35				
182,88	90					
203,20	100	40				
223,52	110					
228,60		45				
254,00	125	50				
279,40		55				
284,48	140					
304,80		60				
314,96	155		33			
330,20		65				
355,60	175	70				
381,00		75	40			
406,40	200	80				
431,80		85				

Tabelul 3.25 (continuare)

Lungimea liniei de divizare L_p [mm]	MXL	XL	L	H	XH	XXH
	Numărul de dinți ai curelei					
457,20	225	90				
476,25			50			
482,60	95					
508,00	250	100				
533,40		105	56			
558,80		110				
571,50			60			
584,20		115				
609,60		120	64	48		
635,00		125				
647,70			68			
660,40		130				
685,80			72	54		
723,90			76			
762,00			80	60		
819,15			86			
838,20				66		
876,30			92			
914,40				72		
933,45			98			
990,60			104	78		
1066,80			112	84		
1143,00			120	90		
1219,20			128	96		
1289,05					58	
1295,40			136	102		
1371,60			144	108		
1422,40					64	
1447,80				114		
1524,00			160	120		
1600,20				126	72	
1676,40				132		
1778,00				140	80	56
1905,00				150		
1955,80					88	
2032,00				160		64
2133,60					96	
2159,00				170		

Tabelul 3.25 (continuare)

Lungimea liniei de divizare L_p [mm]	MXL	XL	L	H	XH	XXH
	Numărul de dinți ai curelei					
2286,00				180		72
2489,20					112	
2540,00				200		80
2794,00				220		
2844,00					128	
3048,00						96

4.1. Materiale pentru roți dințate

Pentru construcția roților dințate se poate utiliza o mare varietate de materiale. Opțiunea asupra unuia sau altuia dintre acestea are implicații asupra gabaritului transmisiei, tehnologiei de execuție, prețului de cost etc.

În general, alegerea materialului pentru roțile dințate trebuie să aibă în vedere următoarele criterii:

- felul angrenajului și destinația acestuia;
- condițiile de exploatare (mărimea și natura încărcării, mărimea vitezelor periferice, durata de funcționare și condițiile de mediu);
- tehnologia de execuție agreată;
- restricțiile impuse prin gabarit, durabilitate și preț de fabricație.

Principalele materiale folosite în construcția roților dințate sunt: oțelurile, fontele, unele aliaje neferoase și materialele plastice.

Oțelurile sunt utilizate, în general, pentru angrenajele de lucru, la care uzura trebuie să fie cât mai mică. Din această grupă se folosesc oțelurile carbon de calitate și oțelurile aliate. Aceste materiale se supun tratamentelor termice în scopul ameliorării caracteristicilor de rezistență și a îmbunătățirii comportării flancurilor dinților la diverse forme de uzură. În alegerea oțelurilor se pot face următoarele recomandări:

- Roțile care angrenează să nu fie executate din același material (la materiale identice tendința de gripare este maximă).
- Roata conducătoare funcționează în condiții mai grele decât roata condusă, deci trebuie să fie executată dintr-un material cu caracteristici mecanice superioare. Câteva combinații de materiale întâlnite la reductoare de uz general sunt: OLC45 / OLC35; OLC60 / OLC45; OLC60 / OLC35;

40Cr10 / OLC45; OLC35 / OL70; OLC15 / OLC10; 41MoCr11 / 40Cr10; 33MoCr11 / OLC45 etc.

- Pentru reductoarele obișnuite se recomandă utilizarea oțelurilor cu durități mici și mijlocii HB $\approx$ (2500...3500) MPa, astfel micșorându-se pericolul gripării, diferența între roți fiind de HB $\approx$ (200...300)MPa.

Fontele se utilizează pentru angrenajele de dimensiuni mari care funcționează cu viteze periferice relativ scăzute. Roțile dințate executate din fonte rezistă bine la uzură dar nu se recomandă în cazul solicitărilor de încovoiere.

Pentru roțile dințate puțin solicate se utilizează **materiale neferoase** de tipul alamei și bronzului. Aceste materiale se prelucreează ușor, se comportă bine la uzură și sunt antimagnetice.

Materialele plastice se utilizează acolo unde condițiile de exploatare a roților dințate permit acest lucru. Ele prezintă avantajul reducerii zgomotului, dar nu pot fi folosite decât într-un domeniu restrâns de temperatură și umiditate.

În funcție de modul de solicitare se recomandă următoarele:

- pentru angrenaje **puternic** solicate și viteze periferice $v \in (3...12)$ m/s: oțeluri aliate de cementare (21MoMnCr12; 15MoMnCr12; 13Cr08; 21TiMnCr12; 18MoCr10), cementate în adâncime min.1,5 mm și călite la (58...62) HRC pe suprafață și (30...40) HRC în miez;

- pentru angrenaje **mediu** solicate și viteze periferice $v \in (4...8)$ m/s: oțeluri carbon de calitate (OLC 35; OLC 45; OLC 60) și oțeluri aliate (35CrMnSi13; 40Cr10; 41MoCr11) îmbunătățite. Pentru viteze $v \in (8...12)$ m/s: oțeluri carbon de calitate și aliate (OLC 35; OLC 45; 40Cr10; 41MoCr11) îmbunătățite la 30...35 HRC și călite superficial la 50...55 HRC.

- pentru angrenaje **slab** solicate și viteze periferice $v \in (6...12)$ m/s: oțeluri carbon de cementare (OLC 10; OLC 15) cementate pe o adâncime de (0,6...1) mm și călite la (50...60) HRC pe suprafață. Pentru $v < 6$ m/s: oțeluri carbon de calitate (OLC 35; OLC 45; OLC 60) și oțeluri aliate (40Cr10; 35Mn16; 27MnSi12; 31CrMnSi10; 35CrMnSi13) îmbunătățite la (20...25) HRC.

- pentru angrenaje **foarte slab** solicate, indiferent de viteză: oțeluri carbon obișnuite netratate (OL42; OL50; OL60; OL70), oțeluri turnate (OT45;

OT50), fontă turnată (Fgn600; Fgn700), textolit.

Caracteristicile de rezistență ale oțelurilor și fontelor folosite la construcția roților dințate sunt prezentate în tabelul 4.1

Tabelul 4.1

Materialul		Tratament termic sau termochimic	Duritatea flancurilor HB [MPa]	Relații de calcul	
Grupa	Simbol			$\sigma_{H \lim}$ [MPa]	$\sigma_{0 \lim}$ [MPa]
Fonte nodulare sau perlitice	Fgn 600-2 Fmp 700-2	- -	1500 -3000	0,15 HB + 175	0,067 HB + 230
Oțeluri aliate de îmbunătățire	40Cr10 41MoCr11 30MoCrNi20	I	2500-2900 2500-2900 3100-3500	<i>Laminate</i> 0,15 HB + 300 <i>Turnate</i> 0,15 HB + 250	<i>Laminate</i> 0,057 HB + 385 <i>Turnate</i> 0,057 HB + 300
	40Cr10 41MoCr11	I + Nitru-rare	4800-5400 sau (50-55) HRC	20HRC + 60	650 ± 200
	40Cr10 41MoCr11	Călire	4800-5650 sau (50-57) HRC	20 HRC	600 ± 100
Oțeluri carbon și aliate de cementare	OLC10 OLC15 21MoMnCr12	cemen-tare + călire	5400-6450 sau (55-63) HRC	24 HRC 25,5 HRC	700 950
Oțeluri carbon de îmbunătățire	OLC35 OLC45 OLC60	I	1750 1850 2100	<i>Laminate</i> 0,15 HB + 250 <i>Turnate</i> 0,1 HB + 250	<i>Laminate</i> 0,05 HB + 320 <i>Turnate</i> 0,05 HB + 250

4. 2. Valori necesare calculului angrenajului

4. 2. 1. Tensiuni admisibile

a) Tensiunea admisibilă la solicitarea de contact:

$$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{Hlim}}{S_{HP}} \cdot Z_N Z_L Z_R Z_V Z_W Z_X ; \quad (4.1)$$

în care: σ_{Hlim} - tensiunea limită de bază la solicitarea de contact (tabelul 4.1);

S_{HP} - coeficientul de siguranță minim admisibil pentru solicitarea de contact. Pentru o funcționare normală $S_{HP}=1,15$;

Z_N - factorul de durabilitate (fig.4.1), în funcție de material și numărul de cicluri de funcționare, N ($N = 60L_h n_1$ cicli; L_h - durata de funcționare, în ore; n_1 - turația arborelui conducător, în rot/min);

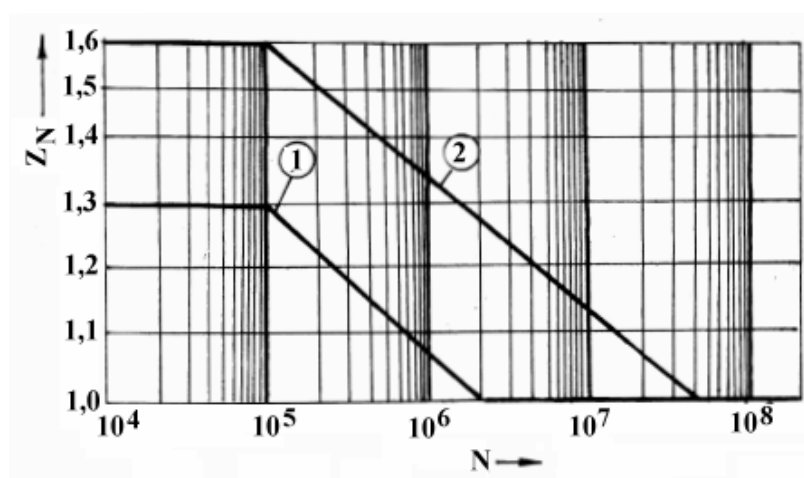


Fig.4.1

1. Oțeluri de îmbunătățire; oțeluri nitrurate; fonte cenușii
2. Oțeluri de îmbunătățire; oțeluri călite superficial; fonte cu grafit nodular; fonte perlitice (se admit ciupituri pe flancuri)

Z_L - factorul de ungere (fig.4.2). Pentru calcule preliminare $Z_L=1$;

Z_R - factorul de rugozitate. Pentru danturile rectificate $Z_R=1$ iar pentru cele frezate $Z_R=0,9$;

Z_V - factorul de viteză (fig.4.3). Pentru calcule preliminare $Z_V=1$;

Z_W - factorul de duritate al flancurilor:

$Z_W = 1$ la angrenaje cu roți fără diferență mare de duritate;

$$Z_w = \frac{HB - 1300}{17000}$$
 - la pinion durificat și rectificat și roată
îmbunătățită și frezată
 Z_x - factorul de dimensiune. În general $Z_x = 1$.

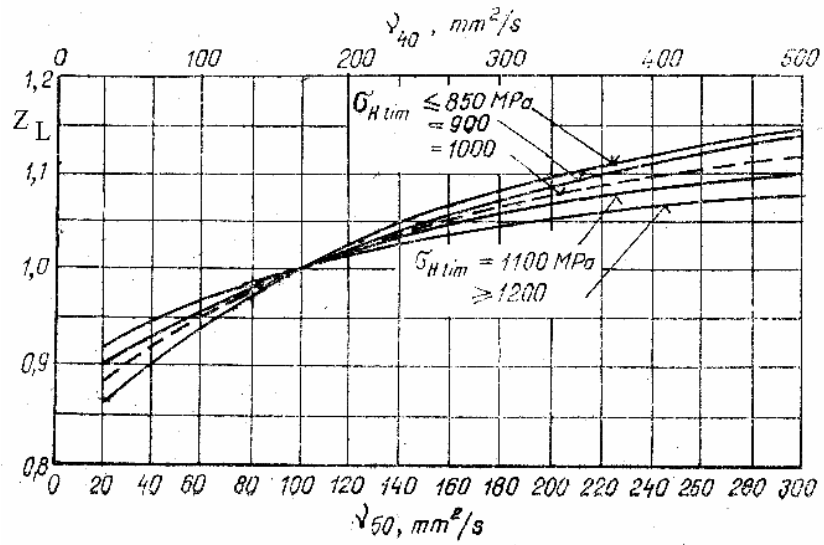


Fig. 4.2

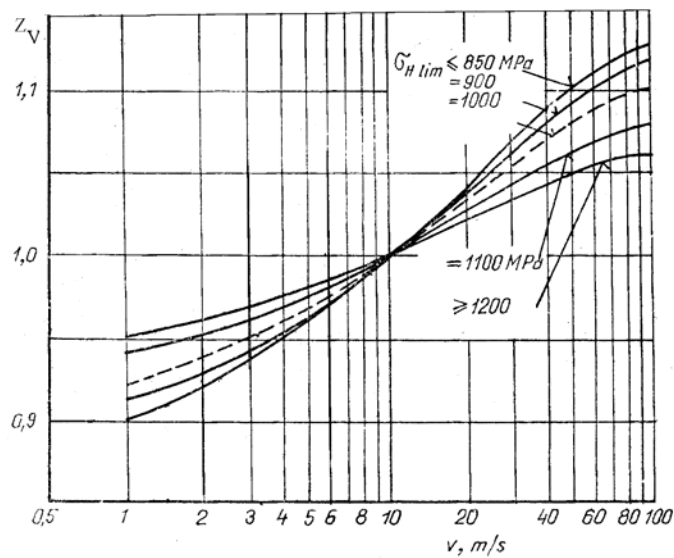


Fig. 4.3

b) Tensiunea admisibilă la solicitarea de încovoiere se determină cu relația:

$$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{0lim}}{S_{FP}} Y_N Y_\delta Y_R Y_X ; \quad (4.2)$$

unde: σ_{0lim} - tensiunea limită la solicitarea de încovoiere (tabelul 4.1);

S_{FP} - coeficientul de siguranță minim admisibil pentru solicitarea de încovoiere. Pentru o funcționare normală $S_{FP} = 1,25$;

Y_N - factorul de durabilitate la încovoiere (fig.4.4), în funcție de material și durata de funcționare ($N = 60L_h n_1$ cicli);

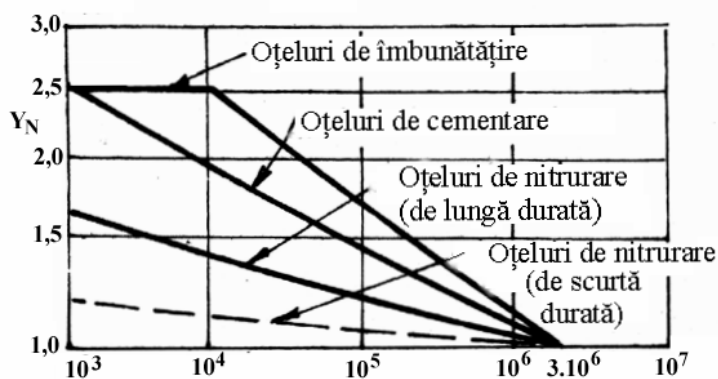


Fig. 4.4

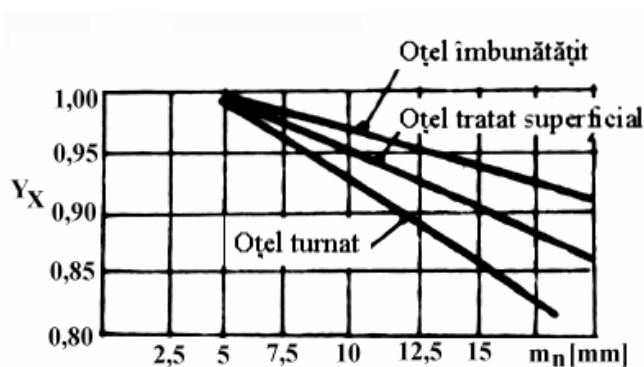


Fig. 4.5

Y_R - factorul rugozității racordării dintelui:

$Y_R \approx 1$ pentru roți rectificate cu $R_a \leq 0,16$ mm;

$Y_R \approx 0,95$ pentru roți frezate;

Y_X - factorul de dimensiune (fig.4.5), în funcție de modulul normal al roții. Pentru calcule preliminare $Y_X = 1$.

Y_δ - factorul de sprijin (fig.4.6). Pentru calcule preliminare $Y_\delta = 1,1$;

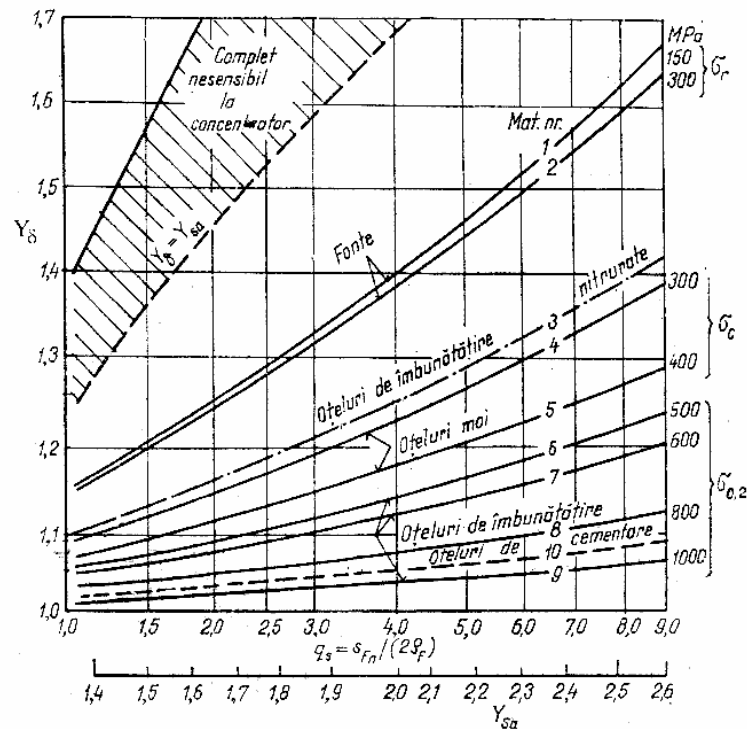


Fig. 4.6

4.2.2. Factorul de corecție al încărcării

a) Pentru solicitarea de contact:

$$K_H = K_A K_V K_{H\alpha} K_{H\beta}; \quad (4.3)$$

unde:

K_A - factorul de utilizare.

În cazul antrenării reductorului cu motor electric, când caracteristica de funcționare a mașinii antrenate este:

- **uniformă** (generatoare, ventilatoare, transportoare, ascensoare ușoare, mecanisme de avans la mașini-unelte, amestecătoare pentru materiale uniforme) $K_A = 1$;

- **cu șocuri medii** (transmisia principală a mașinilor unelte, ascensoare grele, mecanismul de rotație a macaralelor, agitatoare și

amestecătoare pentru materiale neuniforme) $K_A = 1,25$;

- **cu șocuri puternice** (foarfeci, ștanțe, prese, laminoare, concasoare, mașini siderurgice, instalații de foraj) $K_A = 1,50$.

K_V - factorul dinamic.

Pentru calcule preliminare alegerea lui se face din tabelul 4.2 în funcție de treapta de precizie adoptată pentru prelucrarea roților. Pentru reductoare de uz general treapta de precizie recomandată este 7 sau 8.

Tabelul 4.2

Treapta de precizie	K _V				
	Roți cilindrice		Roți conice		Angrenaje melcate cilindrice
	dinți drepți	dinți înclinați	dinți drepți	dinți înclinați	
6	1,4	1,3	HB ₁₍₂₎ < 3500 0,96+ 0,00032n ₁	HB ₁₍₂₎ < 3500 0,98+0,00011n ₁	1,1
7	1,5	1,4	HB ₁₍₂₎ > 3500	HB ₁₍₂₎ > 3500	1,2
8	1,6	1,5	0,97+ 0,00014n ₁	0,96+ 0,0007n ₁	1,3

Când se poate stabili viteza periferică a angrenajului (v) și se cunoaște

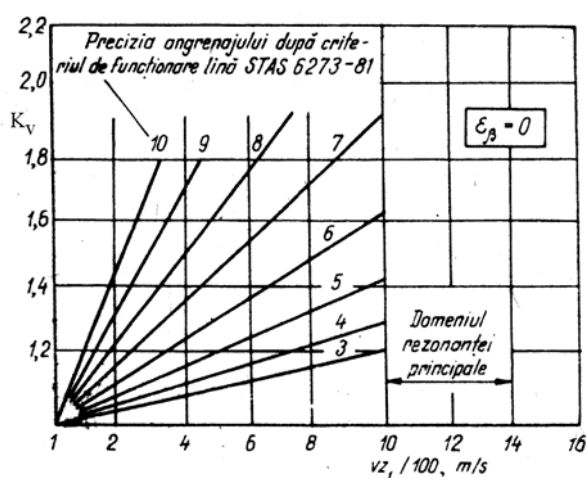


Fig. 4.7

numărul de dinți ai pinionului (z_1), K_V se adoptă din figura 4.7 (dantură dreaptă) sau 4.8 (dantură înclinată), în care dreptele 3...10 reprezintă treptele

de precizie.

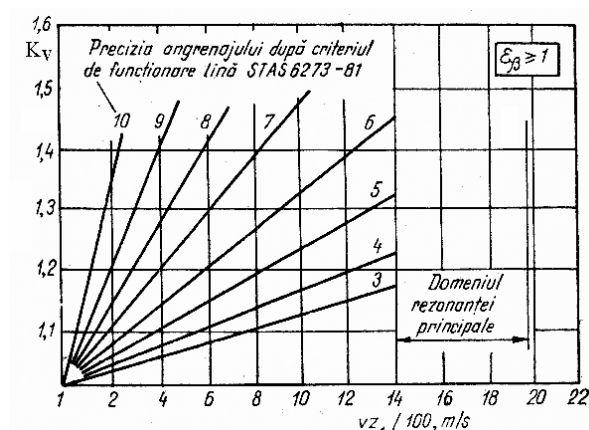


Fig. 4.8

$K_{H\alpha}$ - factorul repartiției frontale a sarcinii la solicitarea de contact. La angrenajele precise, în clasele 1...7, se adoptă $K_{H\alpha}=1$. Pentru angrenaje imprecise $K_{H\alpha} = 1/Z_{\varepsilon}^2$ (Z_{ε} din §4.3.1.5.). La angrenaje melcate $K_{H\alpha}=1$.

Tabelul 4.3

Duritatea flancului		Poziția pinionului față de reazeme	$K_{H\beta}$	
Pinion	Roată		Angrenaj cilindric	Angrenaj conic
≤ 3500 HB	≤ 3500 HB	In consolă Simetrică Nesimetrică	$0,35 \Psi_d + 1$	$0,5 (0,7 \Psi_{dm} + 2)$
			$0,15 \Psi_d + 1$	-
			$0,25 \Psi_d + 1$	$0,5 (0,5 \Psi_{dm} + 2)$
> 3500 HB	> 3500 HB	In consolă Simetrică Nesimetrică	$0,7 \Psi_d + 1$	$0,7 \Psi_{dm} + 1$
			$0,3 \Psi_d + 1$	-
			$0,5 \Psi_d + 1$	$0,5 \Psi_{dm} + 1$

$K_{H\beta}$ - factorul repartiției sarcinii pe lățimea danturii la solicitarea de contact. Pentru calcule preliminare se adoptă $K_{H\beta} \approx 1,3...1,4$ la angrenaje rodate și $K_{H\beta}=1,5$ la angrenaje nerodate (cilindrice sau conice). Pentru

angrenajul cu melc cilindric $K_{H\beta} = K_{F\beta} = 1$. Când se cunoaște coeficientul de lățime al roții Ψ_d (pentru cilindrice) sau Ψ_{dm} (pentru conice), $K_{H\beta}$ se alege pentru treapta de precizie 7 sau 8 din tabelul 4.3.

b) Pentru solicitarea de încovoiere:

$$K_F = K_A K_V K_{F\alpha} K_{F\beta}; \quad (4.4)$$

unde: $K_A; K_V$ au aceleași semnificații și se determină la fel ca în cazul solicitării de contact;

$K_{F\alpha}$ - factorul repartiției frontale a sarcinii la solicitarea de încovoiere.

La angrenajele precise, în clasele 1...7, cu încărcare normală sau mare se adoptă: $K_{F\alpha} = K_{H\alpha} = 1$.

Pentru angrenaje imprecise:

$K_{F\alpha} = 1 + (K_{H\alpha} - 1)$ la angrenaje cilindrice;

$K_{F\alpha} = 1/Y_\varepsilon$ la angrenaje conice (Y_ε din §4.4.1.3.);

$K_{F\alpha} = K_{H\alpha} = 1$ la angrenaje melcate.

$K_{F\beta}$ - factorul repartiției sarcinii pe lățimea danturii la solicitarea de încovoiere. Pentru calcule preliminare se adoptă $K_{F\beta} = K_{H\beta}$.

4.3. Proiectarea angrenajelor cilindrice cu dinți dreți sau înclinați (STAS 12268-81)

4.3.1 Calculul de predimensionare

4.3.1.1. Alegerea numărului de dinți la pinion

Recomandări:

- La danturile cementate-călite: $z_1 = 12...17(21)$ dinți.
- La danturile durificate inductiv sau nitrurate: $z_1 = 15...23(25)$ dinți.
- La danturile îmbunătățite ($HB \leq 3500$): $z_1 = 25...35$ dinți.
- Numărul de dinți ai roții conduse $z_2 = u z_1$ (unde $u = i_a$). Pe cât posibil z_1 și z_2 trebuie să nu aibă divizori comuni.

e) Se alege astfel z_1 încât z_2 să fie număr întreg, iar u să aibă o valoare apropiată de i_a și să fie îndeplinită condiția:

$$-3\% \leq \frac{u - i_a}{i_a} \cdot 100 \leq +3\% \quad (4.5)$$

f) În general, numărul total de dinți pe o treaptă să fie mai mic de 120.

4.3.1.2. Alegerea coeficientului de lățime al danturii

Acest coeficient se poate calcula cu relația:

$$\Psi_a = \frac{2\Psi_d}{(u+1)}; \quad (4.6)$$

unde Ψ_d se alege din tabelul 4.4

Tabelul 4.4

Duritatea flancurilor	Amplasarea pinionului		Ψ_d		
			Treapta de precizie		
			5-6	7-8	9-10
Una sau ambele danturi cu $HB \leq 3500 \text{ MPa}$	Între reazeme	simetric	1,3...1,4	1,0...1,2	0,7...0,8
		asimetric	1,0...1,2	0,7-0,9	0,5...0,6
	În consolă		0,7...0,9	0,5...0,6	0,3...0,4
Ambele danturi cu $HB > 3500 \text{ MPa}$ durificate superficial	Între reazeme	simetric	0,8...0,6	0,6...0,5	0,5...0,4
		asimetric	0,6...0,5	0,5...0,4	0,4...0,3
	În consolă		0,5...0,4	0,4...0,3	0,3...0,2

4.3.1.3. Alegerea unghiului de înclinare al dinților, β

Se recomandă: $\beta = (6... 10)^\circ$ la reductoarele mari (treptele înalte); $\beta = (10...20)^\circ$ la reductoare uzuale (mai puțin treptele finale); $\beta = (20...30)^\circ$ la angrenaje cu dinți în V deschis; $\beta = (25... 35)^\circ$ la angrenaje cu dinți în V închis.

4.3.1.4. Distanța minimă necesară între axe

Aceasta se determină din limitarea presiunii de contact cu relația:

$$a_{\min} = (u+1)^3 \sqrt[3]{\frac{M_{t2} K_H (Z_H Z_E Z_\varepsilon Z_\beta)^2}{2u^2 \psi_a \sigma_{HP}^2}} \quad (4.7)$$

unde: M_{t2} - momentul de torsiune la roata condusă (rel. 2.16 din § 2.5);

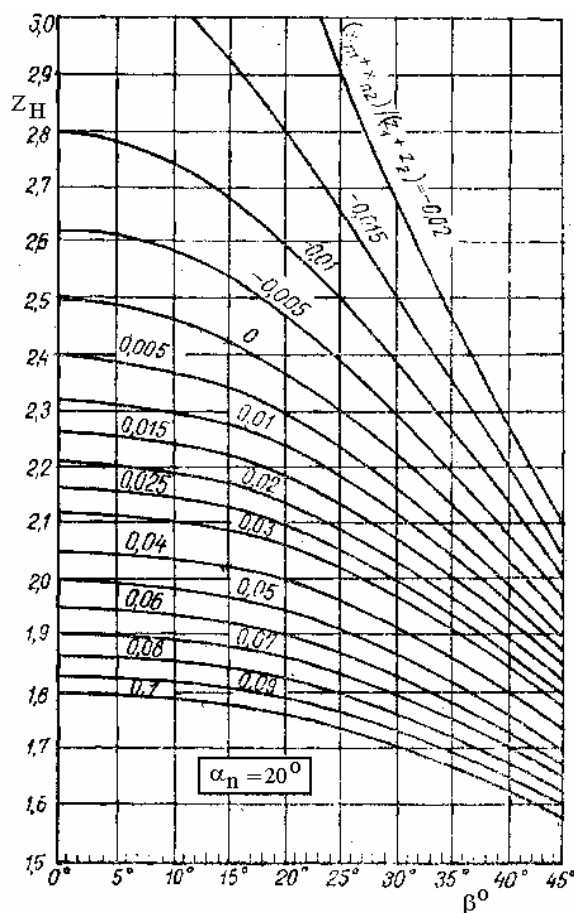


Fig. 4.9

Z_H – factorul zonei de contact. Se poate determina din fig.4.9 (pentru dantura nedeplasată citirea se face pe curba 0) sau cu relația:

$$Z_H = \sqrt{\frac{2 \cos \beta_b}{\sin \alpha_t \cos \alpha_t}} \quad (4.8)$$

în care:

α_t - unghiul profilului în plan frontal:

$$\alpha_t = \arctg \frac{\operatorname{tg} \alpha_n}{\cos \beta} \quad \text{unde : } \alpha_n = 20^\circ \quad (4.9)$$

β_b - unghiul de înclinare al dintelui pe cilindrul de bază:

$$\sin \beta_b = \sin \beta \cos \alpha_n \quad (4.10)$$

Z_E - factorul de material care se poate determina cu relația:

$$Z_E = \sqrt{\frac{1}{\pi \left(\frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \right)}} \quad (4.11)$$

Pentru câteva combinații de materiale factorul Z_E se dă în tabelul 4.5.

Tabelul 4.5

Pinion		Roată condusă		Z_E [MPa] ^{1/2}
Material	E_2 [MPa]	Material	E_1 [MPa]	
oțel laminat	$2,06 \cdot 10^5$	oțel laminat	$2,06 \cdot 10^5$	189,8
		oțel turnat	$2,02 \cdot 10^5$	188,9
		fontă nodulară	$1,73 \cdot 10^5$	181,4
		bronz cu zinc turnat	$1,03 \cdot 10^5$	155,0
		bronz cu zinc	$1,13 \cdot 10^5$	159,8
		fontă cenușie	$(1,26 \dots 1,18) \cdot 10^5$	165,4 \dots 162
oțel turnat	$2,02 \cdot 10^5$	oțel turnat	$2,02 \cdot 10^5$	188,0
		fontă nodulară	$1,73 \cdot 10^5$	180,5
		fontă cenușie	$1,18 \cdot 10^5$	161,4

Z_ε - factorul gradului de acoperire. Pentru calcule preliminare:

$Z_\varepsilon = 1$, iar pentru calcule precise se determină cu relațiile:

a) pentru dinți drepecți:

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_\alpha}{3}} \quad (4.12)$$

b) pentru dinți înclinați:

$$- \text{cu } \varepsilon_\beta < 1 \quad Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_\beta}{3} (1 - \varepsilon_\beta) + \frac{\varepsilon_\beta}{\varepsilon_\alpha}} \quad (4.13)$$

$$-cu \varepsilon_{\beta} \geq 1 \quad Z_{\varepsilon} = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_{\alpha}}}; \quad (4.14)$$

unde: ε_{β} - gradul de acoperire în plan frontal:

$$\varepsilon_{\beta} = \frac{b \sin \beta}{\pi m_n}. \quad (4.15)$$

ε_{α} - gradul de acoperire în plan axial.

Z_{β} - factorul de înclinare al dinților:

$$Z_{\beta} = \sqrt{\cos \beta}. \quad (4.16)$$

După stabilirea lui $a_{\min}$ apar două situații:

a) Se cere o distanță dintre axe a_{STAS} , conform STAS 6055-82. În acest caz $a_{\min}$ se mărește la prima valoare a_{STAS} și se obține $a_{STAS} = a_w$. Se adoptă a_{STAS} dacă:

$$\frac{a_{STAS} - a_{\min}}{a_{STAS}} \leq 0,05 \quad (4.17)$$

Valorile standardizate pentru distanțele dintre axe la angrenajele cilindrice și melcate se prezintă în tabelul 4.6.

Tabelul 4.6

I	II	I	II	I	II	I	II	I	II	I	II
40	40 45	63	63 71	100	100 112	160	160 180	250	250 280	400	400 450
50	50 56	80	80 90	125	125 140	200	200 225	315	315 355	500	500 560

Observații:

1. În tabel nu au fost trecute valori mai mari de 560 mm;
2. Valorile șirului I sunt preferențiale;
3. Se admite și folosirea valorilor 320 mm, respectiv 360 mm, în locul valorilor 315 mm și 355 mm;
4. valoarea 225 mm face excepție de la șirul II.

b) Nu se cere a_{STAS} . În acest caz $a_{\min}$ se rotunjește la următoarea valoare întreagă în milimetri și se obține a_w .

4.3.1.5. Modulul normal , m_n

Se calculează modulul normal minim, m_{nmin} , astfel:

- din limitarea tensiunii de încovoiere:

$$m'_{nmin} = \frac{M_{t2}(u+1)}{a_w^2 \psi_a u} \cdot \frac{K_F Y_{Fa} Y_{Sa} Y_\beta Y_\varepsilon}{\sigma_{FP}}; \quad (4.18)$$

unde:

Y_{Sa} - factorul de concentrare al tensiunii la piciorul dintelui, din figura 4.10;

Y_{Fa} - coeficient de formă al danturii (funcție de numărul de dinți echivalenți $z_{2v} = z_2 / \cos^3 \beta$ și deplasare), din figura 4.11;

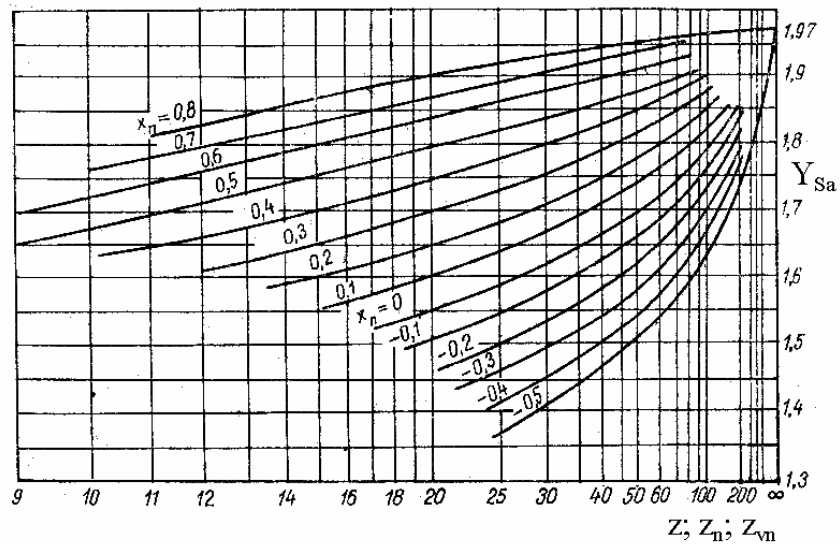


Fig. 4.10

Y_β - factorul înclinării dintelui:

$$Y_\beta = 1 - \varepsilon_\beta \cdot \frac{\beta^0}{120^0}. \quad (4.19)$$

Pentru calcule preliminare: $Y_\beta = 1$ pentru dinți dreupți; $Y_\beta = 0,9$ pentru dinți înclinați cu $0^\circ < \beta \leq 10^\circ$ și $Y_\beta = 0,8$ pentru dinți înclinați cu $\beta > 10^\circ$.

Y_ε - factorul gradului de acoperire. Pentru calcule preliminare $Y_\varepsilon = 1$,

iar pentru calcule precise se determină cu relația:

$$Y_{\varepsilon} = 0,25 + \frac{0,75}{\varepsilon_{\alpha}} \cdot \cos^2 \beta. \quad (4.20)$$

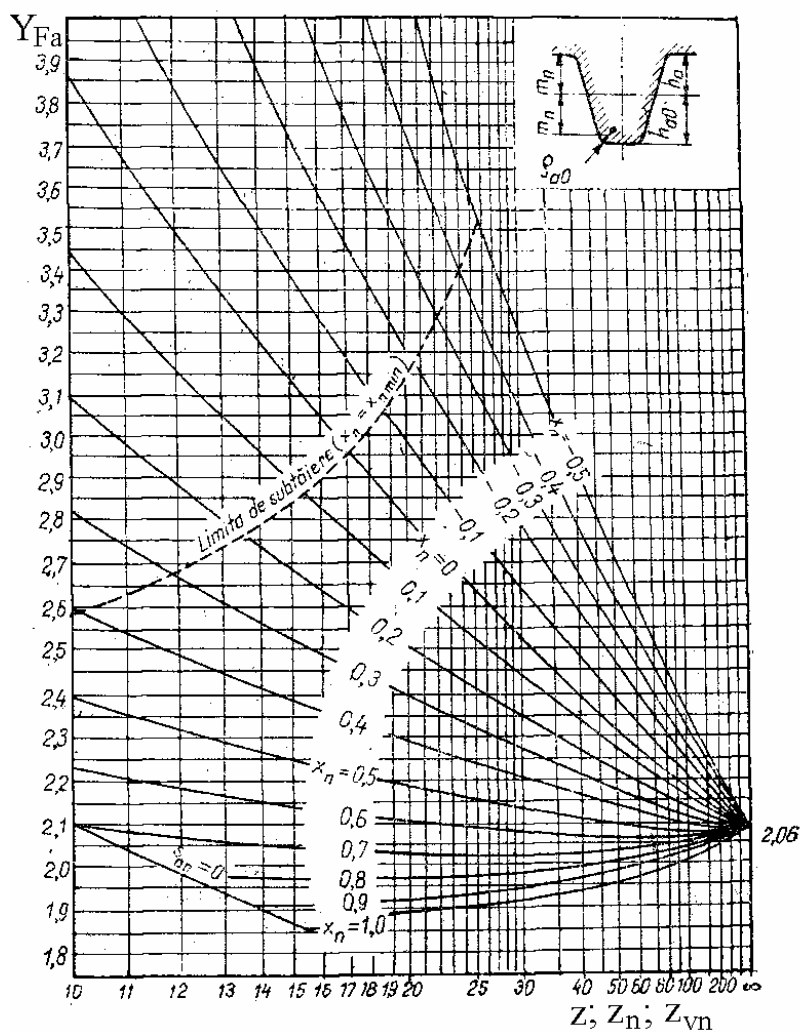


Fig. 4.11

- din limitarea tensiunii de contact:

$$m''_{nmin} = \frac{2a_w \cos \beta}{z_1(1+u)}$$

Se alege $\max(m'_{n\min}, m''_{n\min})$. Modulul $m_{n\min}$ astfel stabilit se standardizează conform STAS 822-82 la o valoare superioară celei calculate, valoare cuprinsă în tabelul 4.7, obținându-se m_n .

Tabelul 4.7

Modulul, mm (după STAS 822-82)	Mecanică fină	0,05 ; 0,055; 0,06 ; 0,07; 0,08 ; 0,09; 0,1; 0,11; 0,12 ; 0,14; 0,15 ; 0,18; 0,2; 0,22 ; 0,25 ; 0,28; 0,3 ; 0,35; 0,4 ; 0,45; 0,5 ; 0,55; 0,6 ; 0,7; 0,8 ; 0,9; 1,0.
	Mecanică generală și grea	1 ; 1,125; 1,25 ; 1,375; 1,5 ; 1,75; 2 ; 2,25; 2,5 ; 2,75; 3 ; 3,5; 4 ; 4,5; 5 ; 5,5; 6 ; 7; 8 ; 9; 10 ; 11; 12 ; 14; 16 ; 18; 20 ; 22; 25 ; 28; 32 ; 36; 40 ; 45; 50 ; 55; 60 ; 70; 80 ; 90; 100 .

Observații:

1. Se recomandă folosirea valorilor boldate (șirul R10);
2. Pentru construcția de automobile se admite folosirea modulelor 3,25; 3,75 și 4,25, iar pentru construcția de tractoare 6,5.

4.3.1.6. Recalcularea unghiului de înclinare, β^*

Pentru a se putea obține o distanță între axe standardizată și un modul normal standardizat, la roțile cilindrice cu dinți înclinați, se recalculează unghiul de înclinare al danturii cu relația:

$$\cos \beta^* = \frac{m_{nSTAS} \cdot z_1 (u + 1)}{2 a_w}. \quad (4.21)$$

Dacă valoarea obținută este mai mare decât 1 se va modifica z_1 astfel încât $\cos \beta^* < 1$. În acest caz se va recalcula z_2 și u conform indicațiilor din § 4.3.1.1.

4.3.1.7. Determinarea deplasării de profil

Din punct de vedere al deplasărilor de profil există:

- *angrenajul nedeplasat* sau *zero* ($x_1 = x_2 = 0$), la care diametrele de rostogolire coincid cu diametrele de divizare și unghiul de rostogolire este egal cu unghiul de divizare;
- *angrenajul deplasat* ($x_1 + x_2 \neq 0$) și anume *angrenajul plus*

($x_1 + x_2 > 0$) și angrenajul minus ($x_1 + x_2 < 0$);

- angrenajul zero deplasat ($x_1 + x_2 = 0$, deci $x_1 = -x_2$) la care $d_w = d$ și $\alpha_w = \alpha$.

În cazul unui angrenaj deplasat este necesar a se determina deplasările de profil însumate a celor două roți. Acestea sunt date de relația:

$$x_{\Sigma} = x_1 + x_2 = \frac{z_1 + z_2}{2 \operatorname{tg} \alpha_n} (\operatorname{inv} \alpha_w - \operatorname{inv} \alpha_t) \quad (4.22)$$

$\operatorname{inv} \alpha_t = \operatorname{tg} \alpha_t - \alpha_t$; $\operatorname{inv} \alpha_w = \operatorname{tg} \alpha_w - \alpha_w$, cu α_w, α_t în radiani

unde unghiul de angrenare α_w se calculează cu:

$$\cos \alpha_w = \frac{a}{a_w} \cdot \cos \alpha_t; \quad \operatorname{tg} \alpha_t = \frac{\operatorname{tg} \alpha_n}{\cos \beta^*} \quad (4.23)$$

Deplasarea de profil însumată, x_{Σ} , se repartizează pe cele două roți (x_1 și x_2) conform diagramei din figura 4.12, în funcție de z_1 și z_2 .

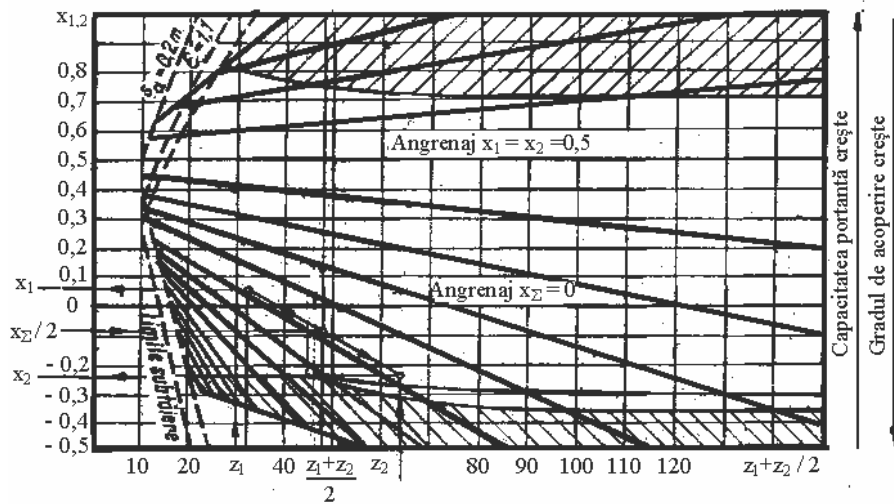


Fig. 4.12

4.3.2. Calculul elementelor caracteristice angrenajelor cilindrice

4.3.2.1 Elementele geometrice ale danturii (tabelul 4.8).

Profilul de referință conform STAS : $\alpha_n = 20^\circ$; $h_a^* = 1$; $c^* = 0,25$.

Pentru angrenajele cilindrice cu dantură dreaptă $\beta^* = 0$.

Tabelul 4.8

Elementul geometric	Simbol	Relația de calcul	
		Dantură nedeplasată	Dantură deplasată
Numerele de dinți	$z_{1(2)}$		
Modulul normal standardizat	m_n		
Modulul frontal	m_t	$m_n / \cos \beta^*$	
Înălțimea capului dintelui	h_a	$h_a^* \cdot m_n$	
Înălțimea piciorului dintelui	h_f	$(h_a^* + c^*) \cdot m_n$	
Înălțimea dintelui	h	$h_a + h_f$	
Diametrul de divizare	$d_{1(2)}$	$m_t z_{1(2)}$	
Diametrul cercului de picior	$d_{f1(2)}$	$d_{1(2)} - 2h_f$	$d_{1(2)} - 2m_n(h_a^* + c^* - x_{1(2)})$
Diametrul cercului de vârf	$d_{a1(2)}$	$d_{1(2)} + 2h_a$	$d_{f1(2)} + 2h$
Diametrul de rostogolire	$d_{w1(2)}$	$d_{1(2)}$	$d_{1(2)} + 2m_n x_{1(2)}$
Distanța dintre axe	a	$(d_{w1} + d_{w2}) / 2$	$(d_1 + d_2) / 2 + m_n(x_1 + x_2)$
Unghiul profilului în plan frontal	α_t	$\operatorname{tg} \alpha_t = \operatorname{tg} \alpha_n / \cos \beta^*$	
Diametrul cercului de bază	$d_{b1(2)}$	$d_{1(2)} \cos \alpha_t$	
Unghiul de presiune la capul dintelui	$\alpha_{a1(2)}$	$\arccos(d_{b1(2)} / d_{a1(2)})$	
Lățimea roții conduse	b_2	$a \psi_a$	
Lățimea roții conducătoare	b_1	$b_2 + (0,5 \dots 1) \cdot m_n$	

4.3.2.2 Gradul de acoperire, ε

Gradul de acoperire pentru un angrenaj cu roți dințate cilindrice cu dinți drepți se determină cu relația:

$$\varepsilon_\alpha = \frac{1}{2\pi} [z_1 \operatorname{tg} \alpha_{a1} + z_2 \operatorname{tg} \alpha_{a2} - (z_1 + z_2) \operatorname{tg} \alpha_t] \geq 1,1; \quad (4.24)$$

iar pentru un angrenaj cu roți dințate cilindrice cu dinți înclinați, cu relația:

$$\varepsilon = \varepsilon_\alpha + \varepsilon_\beta \geq 1,2; \quad (4.25)$$

unde:

$$\varepsilon_\beta = \frac{b_2 \sin \beta^*}{\pi m_n}. \quad (4.26)$$

Toți termenii din relațiile 4.24 și 4.26 au fost determinați în tabelul 4.8.

4.3.2.3. Randamentul angrenării, η_a

Randamentul unei trepte cu roți dințate cilindrice se determină cu relația:

$$\eta_a = 1 - \frac{\pi \mu_a \varepsilon_\alpha}{f \cos \beta^*} \cdot \left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right); \quad (4.27)$$

unde:

$f = 2$ pentru angrenaje aflate în rodaj;

$f = 5$ pentru angrenaje bine rodade;

μ_a - coeficient de frecare (tabelul 4.9 atât pentru angrenajele cilindrice cât și pentru cele conice). Ungerea se realizează în baia de ulei.

Tabelul 4.9

Materialele danturilor	Prelucrarea flancurilor	μ_a
Oțeluri durificate superficial	Rectificare	0,04...0,08
	Șeveruire	0,06...0,10
	Frezare	0,09...0,12
Oțeluri îmbunătățite sau normalizate	Frezare	0,09...0,14

4.3.2.4. Forțe în angrenare

- forța tangențială:

$$F_{t1} = \frac{2M_{t1}}{d_1}. \quad (4.28)$$

- forța axială:

$$F_{a1} = F_{t1} \cdot \operatorname{tg} \beta^* \quad (4.29)$$

- forța radială:

$$F_{r1} = \frac{F_{t1}}{\cos \beta^*} \cdot \operatorname{tg} \alpha_n \quad (4.30)$$

Se va considera:

$$F_{t1} = F_{t2}; F_{a1} = F_{a2}; F_{r1} = F_{r2}$$

4.3.3. Calculul de verificare al angrenajului

Cunoscându-se geometria și cinematica angrenării, se verifică angrenajul:

- la solicitarea de contact, cu relația:

$$\sigma_H = Z_H Z_E Z_\varepsilon Z_\beta \sqrt{\frac{F_{t1} K_A K_V K_{H\alpha}}{b_2 d_{w1}} \cdot \frac{u+1}{u}} \leq \sigma_{HP1(2)}. \quad (4.31)$$

Dacă materialele celor două roți sunt diferite, verificarea se face separat pentru pinion și pentru roată. Tensiunile admisibile $\sigma_{HP1(2)}$ se recalculează conform §4.2.1.

Factorii de influență se vor stabili conform §4.2.2. și 4.3.1.4.

- la solicitarea de încovoiere, cu relația:

$$\sigma_F = \frac{F_{t1} K_A K_v K_{F\alpha} K_{F\beta}}{b_2 m_n} \cdot Y_{Fa} Y_{Sa} Y_\varepsilon Y_\beta \leq \sigma_{FP1(2)} \quad (4.32)$$

Tensiunile admisibile $\sigma_{FP1(2)}$ se recalculează conform §4.2.1., iar factorii de influență, conform §4.2.2 și 4.3.1.5.

- verificarea lipsei ascuțirii dinților:

Grosimea dinților pe cilindrul de cap se calculează cu relația:

$$s_{a1(2)} = d_{a1(2)} \frac{\frac{1}{z_{1(2)}} (0,5\pi + 2x_{1(2)} \cos \beta^* \operatorname{tg} \alpha_t) + (\operatorname{inv} \alpha_t - \operatorname{inv} \alpha_{a1(2)})}{m_t} \geq 0,3$$

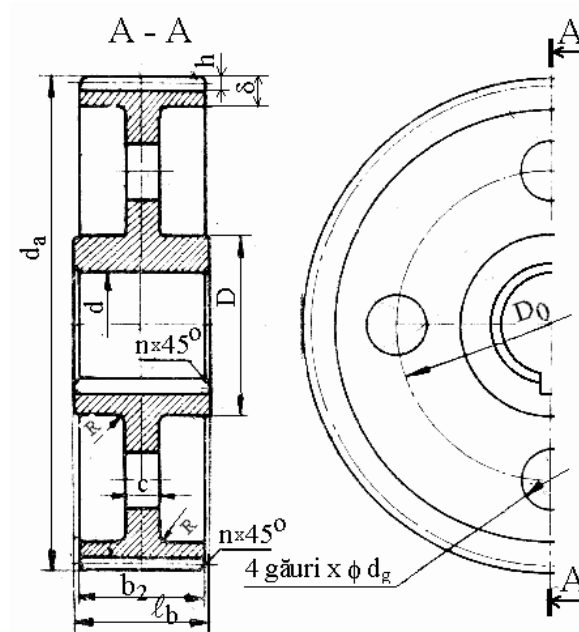
- Verificarea lipsei subtăierii:

$$\rho_{u1(2)} = 0,5 d_{1(2)} \sin \alpha_t - m_n \frac{h_a^* - x_{1(2)}}{\sin \alpha_t} \geq 0$$

4.3.4. Elemente constructive

În figura 4.13 se prezintă câteva elemente constructive ale unei roți dințate cilindrice.

Acestea se recomandă pentru roți dințate forjate sau matrițate cu $150 \leq d_a \leq 500$ mm și $c = (0,25 \dots 0,35)b_2$.



Pentru $d_a < 150$ mm se consideră $c = b_2$.

În rest se recomandă:

$$\delta = 0,1a_w;$$

$$D \approx (1,2 \dots 1,6)d;$$

$$D_0 = \frac{d_a - 2\delta + D}{2}; \quad (4.33)$$

$$d_g = \frac{d_a - 2\delta - D}{2};$$

$$n = 0,5m_n;$$

$$R = 5 \text{ mm};$$

$$\lambda_b = (1,25 \dots 1,7)d$$

4. 4. Proiectarea angrenajelor conice ortogonale cu dinți drepi

4.4.1. Calculul de predimensionare

4.4.1.1. Alegerea numărului de dinți la pinion și a coeficientului de lungime

Pentru alegerea numărului de dinți z_1 se respectă aceleași indicații de la §4.3.1.1.

Coeficientul de lungime Ψ_{dm} ($\Psi_{dm} = b/d_m$) se alege din tabelul 4.10, în funcție de raportul de transmitere i_a .

Tabelul 4.10

i_a	1,5	2	3	4	5	6
$\Psi_{dm \max}$	0,32	0,40	0,57	0,74	0,92	1,1

4.4.1.2. Diametrul de divizare median minim necesar

Acest diametru se calculează din limitarea presiunii de contact cu relația:

$$d_{m1\min} = \sqrt[3]{\frac{2M_{t1}K_H(Z_H Z_E Z_\varepsilon)^2}{\Psi_{dm}\sigma_{HP}^2} \cdot \frac{\sqrt{u^2 + 1}}{u}}; \quad (4.34)$$

unde Z_H reprezintă factorul zonei de contact și se determină cu relația:

$$Z_H = \sqrt{\frac{2}{\sin \alpha \cos \alpha}}. \quad (4.35)$$

Pentru dantură dreaptă cu $\alpha = 20^\circ$, $Z_H = 2,5$.

Z_E și Z_ε se determină din § 4.3.1.4., iar K_H și σ_{HP} din § 4.2.

Diametrul de divizare minim exterior:

$$d_{e1\min} = d_{m1\min}(1 + \psi_{dm} \sin \delta_1); \quad (4.36)$$

unde δ_1 reprezintă unghiul conului de divizare și rezultă din relația:

$$\operatorname{tg} \delta_1 = \frac{1}{u}. \quad (4.37)$$

4.4.1.3. Determinarea modulului exterior

Modulul minim exterior se determină cu relațiile:

$$m'_{e\min} = \frac{d_{e1\min}}{z_1}; \quad (4.38)$$

$$m''_{e\min} = m_{m\min} (1 + \psi_{dm} \sin \delta_1); \quad (4.39)$$

în care $m_{m\min}$ reprezintă modulul median minim necesar.

Acesta se determină din condiția de limitare a tensiunii de încovoiere, cu relația:

$$m_{m\min} = \frac{2M_{t1} K_F Y_{Fa} Y_{Sa} Y_\varepsilon}{\Psi_{dm} \cdot d_{m1}^2 \cdot \sigma_{FP}} \quad (4.40)$$

unde:

Y_{Fa} - coeficient de formă al danturii (funcție de numărul de dinți echivalenți $z_{1v} = z_1 / \cos \delta_1$ și de corijare) și se alege din figura 4.11;

Y_{Sa} - factorul de concentrare al tensiunii, figura 4.10;

Y_ε - factorul gradului de acoperire. Pentru calcule preliminare $Y_\varepsilon = 1$.

Se adoptă un modul standardizat m_e (STAS 822-82; v. § 4.3.1.5.) superior celei mai mari valori calculate cu relațiile (4.38) și (4.39).

4.4.2. Calculul elementelor caracteristice angrenajelor conice cu dinți drepți

4.4.2.1. Elemente geometrice (fig.4.14)

Relațiile de calcul ale principalelor elemente geometrice ale unui angrenaj conic cu dinți drepți, nedeplasat, sunt indicate în tabelul 4.11.

Profilul de referință exterior standardizat: $\alpha = 20^\circ$; $h_a^* = 1$; $c^* = 0,25$.

$\Sigma = 90^\circ$ unghiul dintre axe;

$\delta_2 = \Sigma - \delta_1$;

$u = z_2 / z_1$ - raportul numerelor de dinți.

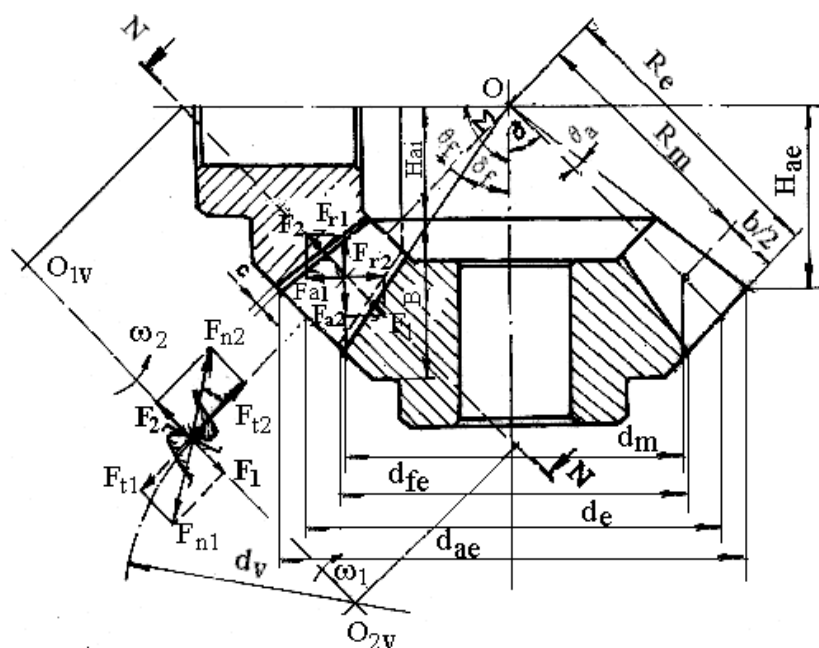


Fig. 4.14

Tabelul 4.11

Elementul geometric	Simbol	Relația de calcul
Înălțimea exterioară a capului dintelui	h_{ae}	$h_a^* m_e$
Înălțimea exterioară a piciorului dintelui	h_{fe}	$(h_a^* + c^*) m_e$
Înălțimea exterioară a dintelui	h_e	$h_{ae} + h_{fe}$
Diametrul de divizare exterior	$d_{e1(2)}$	$m_e z_{1(2)}$
Diametrul de divizare median	$d_{m1(2)}$	$\frac{d_{e1(2)}}{1 + \Psi_{dm} \cdot \sin \delta_1}$
Modulul median	m_m	d_{m1} / z_1
Lățimea danturii	b	$\Psi_{dm} \cdot d_{m1} \quad (b \leq 0,3 R_e)$
Lungimea mediană a generatoarei de divizare	R_m	$\frac{d_{m1}}{2 \sin \delta_1}$

Tabelul 4.11 (continuare)

Elementul geometric	Simbol	Relația de calcul
Lungimea exterioară a generatoarei de divizare	R_e	$R_m + 0,5 b$
Unghiul piciorului dintelui	θ_f	$\operatorname{tg} \theta_f = h_{fe} / R_e$
Unghiul capului dintelui	θ_a	$\operatorname{tg} \theta_a = h_{ae} / R_e$
Unghiul conului de cap	$\delta_{a1(2)}$	$\delta_{1(2)} + \theta_a$
Unghiul conului de picior	$\delta_{f1(2)}$	$\delta_{1(2)} - \theta_f$
Diametrul cercului de cap exterior	$d_{ae1(2)}$	$d_{e1(2)} + 2h_{ae} \cos \delta_{1(2)}$
Diametrul cercului de picior exterior	$d_{fe1(2)}$	$d_{e1(2)} - 2h_{fe} \cos \delta_{1(2)}$
Înălțimea exterioară a conului de cap	$H_{ae1(2)}$	$R_e \cos \delta_{1(2)} - h_{ae} \sin \delta_{1(2)}$
Înălțimea interioară a conului de cap	$H_{ai1(2)}$	$H_{ae1(2)} - b \cos \delta_{1(2)}$

Parametrii geometrici ai roților cilindrice echivalente se prezintă în tabelul 4.12.

Tabelul 4.12

Elementul geometric	Simbol	Relația de calcul
Numărul de dinți	$z_{v1(2)}$	$z_{1(2)} / \cos \delta_{1(2)}$
Diametrul de divizare	$d_{ev1(2)}$	$z_{v1(2)} m_e$
Diametrul cercului de cap	$d_{aev1(2)}$	$d_{ev1(2)} + 2h_{ae}$
Unghiul de presiune pe cercul de cap	$\alpha_{aev1(2)}$	$\arccos \left(d_{ev1(2)} \frac{\cos \alpha}{d_{aev1(2)}} \right)$

4.4.2.2. Gradul de acoperire

Se determină cu relația:

$$\varepsilon_{\alpha} = \frac{1}{2\pi} [z_{v1} \operatorname{tg} \alpha_{ae v1} + z_{v2} \operatorname{tg} \alpha_{ae v2} - (z_{v1} + z_{v2}) \operatorname{tg} \alpha] \geq 1,2 \quad (4.41)$$

4.4.2.3. Randamentul angrenării

Randamentul unei trepte de roți dințate se determină cu relația:

$$\eta_a = 1 - \frac{\pi \mu_a \varepsilon_{\alpha}}{f \cos \beta} \left(\frac{1}{z_{v1}} + \frac{1}{z_{v2}} \right) \quad (4.42)$$

unde coeficientul de rodaj f se adoptă ca la angrenajele cilindrice (§ 4.3.10); pentru dinți drepți $\beta=0^\circ$, iar μ_a se alege din tabelul 4.9.

4.4.2.4. Forțe în angrenare (fig.4.14)

- Forța tangențială

$$F_t = \frac{2M_{t1}}{d_{m1}} \quad (4.43)$$

- Forța axială pe roata 1

$$F_{a1} = F_{r2} = F_t \operatorname{tg} \alpha \sin \delta_1. \quad (4.44)$$

- Forța radială pe roata 1

$$F_{r1} = F_{a2} = F_t \operatorname{tg} \alpha \cos \delta_1. \quad (4.45)$$

4.4.3. Calculul de verificare al angrenajului

Cunoscându-se geometria și cinematica angrenării se poate face verificarea angrenajului. Aceasta constă în verificarea la:

- solicitarea la presiune de contact

$$\sigma_H = Z_H Z_{\varepsilon} Z_E \cdot \sqrt{\frac{F_t K_A K_V K_{H\beta} K_{H\alpha}}{b d_{m1}} \cdot \frac{\sqrt{u^2 + 1}}{u}} \leq \sigma_{HP1(2)}. \quad (4.46)$$

Dacă materialele celor două roți sunt diferite, verificarea se face separat, pentru pinion și pentru roată. Tensiunile admisibile $\sigma_{HP1(2)}$ se calculează conform § 4.4.1, iar factorii de corecție conform § 4.4.2.

- solicitarea de încovoiere

$$\sigma_F = \frac{F_t K_A K_V K_{F\beta} K_{F\alpha}}{b \cdot m_m} \cdot Y_{Fa} Y_{Sa} Y_{\varepsilon} \leq \sigma_{FP1(2)} \quad (4.47)$$

Tensiunile admisibile $\sigma_{FP1(2)}$ se calculează conform § 4.2.1, iar factorii de corecție conform § 4.4.2 și 4.3.1.5 (calculare precise).

4.4.4. Elemente constructive

În figura 4.15 se prezintă câteva elemente constructive pentru roți dințate conice forjate cu $D_e \leq 500$ mm.

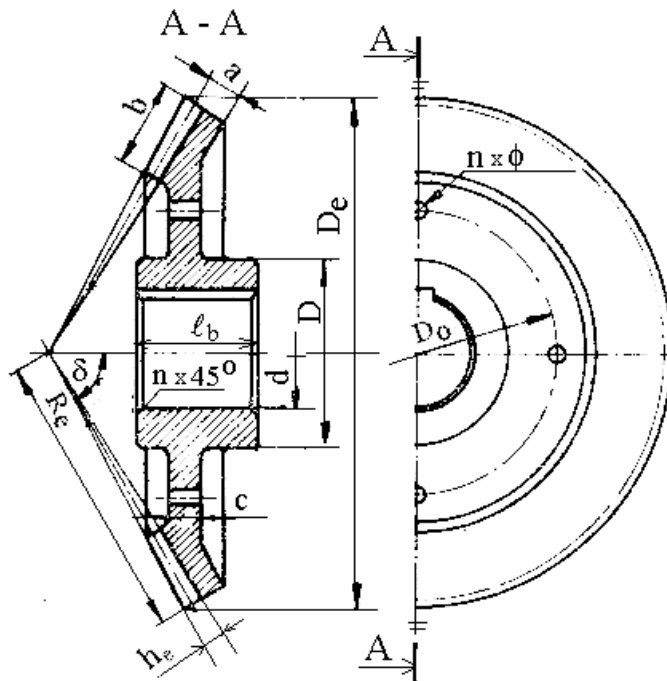


Fig. 4.15

Se recomandă:

$$c = (2,5 \dots 4)m_e; \lambda_b = (1,2 \dots 1,5)d; a \geq 0,2R_e; D = 1,6d.$$

Celelalte elemente se aleg constructiv.

4.5. Proiectarea angrenajelor cu melc cilindric

Angrenajul melcat este un angrenaj încrucișat cu unghiul de încrucișare de 90° , la care una din roți are un număr foarte mic de dinți ($z_1=1...4$) și poartă denumirea de *melc*, iar roata conjugată de *roată melcată*. Dacă roata are formă globoidală și melcul este cilindric ia naștere angrenajul cu melc cilindric, iar dacă și melcul devine globoidal se obține angrenajul globoidal.

La angrenajele cu melc cilindric, datorită formei toroidale a roții melcate, dantura angrenajului nu mai poate fi definită de o cremalieră de referință, ca la angrenajele cilindrice, adoptându-se un melc cilindric de referință conform STAS 6845-75.

4.5.1. Materiale recomandate pentru angrenajele cu melc cilindric

Spre deosebire de alte angrenaje, la angrenajele melcate viteza periferică a melcului nu coincide cu viteza periferică a roții melcate. Din această cauză apar alunecări mari între cele două profile în contact, care conduc la uzuri importante. Aceasta impune alegerea unor materiale adecvate cu caracteristici de antifricțiune și duritate sporită.

Pentru confecționarea *melcilor* se recomandă oțeluri carbon de calitate sau oțeluri aliate care permit prin tratamente termice durificarea flancurilor dinților. Melcii cu flancurile dinților durificate (având duritatea $\geq 45\text{HRC}$) prezintă față de melcii nedurificați siguranță ridicată față de pericolul gripării, asigurând în același timp și reducerea uzurii flancurilor dinților roților melcate.

Materialele utilizate pentru confecționarea *roților melcate* se împart în patru grupe.

Grupa I cuprinde aliaje de cupru, turnate în piese, cu rezistență mecanică relativ redusă, dar cu proprietăți de antifricțiune. Din ea fac parte:

- aliaje cupru – staniu (cu 6...12% Sn);
- aliaje cupru –plumb - staniu;
- aliaje cu stibiu și nichel.

Grupa II cuprinde aliaje de cupru, cu proprietăți de antifricțiune mai slabe și rezistență mai redusă la gripare, cum ar fi:

- aliaje cupru – staniu (cu 3...6% Sn);
- aliaje cupru –plumb – staniu – zinc.

Grupa III cuprinde aliaje de cupru, în general cu rezistență relativ redusă la gripare.

Grupa IV cuprinde fonte cenușii obișnuite, fonte cenușii cu grafit lamelar, fonte aliate rezistente la uzură. La aceste materiale rezistența la gripare este mult mai redusă decât rezistența la oboseală de contact.

În tabelul 4.13 se prezintă câteva materiale din grupele I și II recomandate pentru roți melcate cilindrice și caracteristicile lor mecanice.

Tabelul 4.13

Grupa	Denumirea materialului	Marca	Caracteristici mecanice		Duritatea HRC
			σ_{rt} [MPa]	σ_{ct} [MPa]	
I	Aliaje cupru-staniu STAS 197/2-83	CuSn10	≤ 220	100...150	65
		CuSn12	≤ 220	130...160	80
		CuSn12Ni	≤ 260	(160)	90
	Aliaje cupru – plumb-staniu	CuPb5Sn10	≤ 180	(80)	70
		CuPb10Sn10	≤ 170	(80)	65
II	Aliaje cupru – staniu - zinc-plumb	CuSn6Zn4Pb4	≤ 180	80...120	60
		CuSn9Zn5	≤ 220	100...150	65

Observații:

- Valorile indicate între paranteze sunt informative.
- σ_{rt} - rezistența de rupere la tracțiune; σ_{ct} - limita de curgere la tracțiune

4.5.2. Valori necesare calculului angrenajului (STAS 13024-91)

4.5.2.1. Tensiuni admisibile

a) Tensiuni admisibile la solicitarea de contact a dinților roții melcate

Acestea se definesc pe baza relației:

$$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{H \lim b}}{S_{HP}} Z_N Z_L Z_R Z_V Z_X \quad [MPa]; \quad (4.48)$$

unde:

σ_{Hlimb} - rezistența la oboseală de bază la solicitări de contact ale flancurilor dinților roților cu melc cilindric. Se alege din tabelul 4.14.

Tabelul 4.14

Grupa	Materialul roții melcate	Angrenaje cu melcul din oțel și $D_{RC} \geq 45HRC$	Angrenaje cu melcul din oțel și $D_{RC} < 45HRC$
I	Aliaje cupru-staniu Aliaje cupru-plumb-staniu Aliaje cu stibiu și nichel	$\sigma_{Hlimb} = (0,75...0,9)\sigma_{rt}$	$\sigma_{Hlimb} = (0,6...0,72)\sigma_{rt}$
II	Aliaje cupru-staniu-plumb-zinc	$\sigma_{Hlimb} = 0,6\sigma_{rt}$	$\sigma_{Hlimb} = 0,48\sigma_{rt}$

S_{HP} – coeficient de siguranță la solicitările de contact.

$$S_{HP} = S_{p1} \cdot S_{p2} \quad (4.49)$$

în care: S_{p1} - coeficient de siguranță ce depinde de nivelul de încredere în funcționare și are valorile: $S_{p1} = 1,25...1,5$ pentru nivel de încredere foarte mare; $S_{p1} = 1,15$ pentru nivel de încredere normal și $S_{p1} = 1$ pentru nivel de încredere minim.

S_{p2} - coeficient de siguranță ce depinde de materialul roții melcate și are valorile: $S_{p2} = 1,15$ pentru aliaje cupru-staniu; $S_{p2} = 1,10$ pentru aliaje cupru-staniu-plumb-zinc; $S_{p2} = 1,08$ pentru aliaje cupru-aluminiu.

Z_N – factor de influență a durabilității asupra rezistenței materialului la oboseală în solicitările de contact. Se alege în funcție de numărul de cicluri ale roții melcate, N_{H2} ($N_{H2} = 60 L_h n_1$, unde termenii au semnificația de la roți dințate cilindrice).

$Z_N = 1$ pentru $N_{H2} < 10^7$ cicluri;

$Z_N = (10^7 / N_{H2})^{1/8}$ pentru $10^7 \leq N_{H2} \leq 25 \cdot 10^7$ cicluri;

$Z_N = 0,67$ pentru $N_{H2} > 25 \cdot 10^7$ cicluri.

Z_L - factor de influență a ungerii (lubrifianului) asupra rezistenței materialului la oboseală în solicitările de contact. În funcție de calitatea uleiului lubrifiant $Z_L = 1,0...1,1$.

Z_R - factor de influență a rugozității flancurilor asupra rezistenței materialului la oboseală în solicitările de contact. În funcție de rugozitatea

flancurilor dinților roții melcate, se recomandă: pentru $R_z = 3,2...6,3 \mu\text{m}$, $Z_R = 1$; pentru $R_z = 8...10 \mu\text{m}$, $Z_R = 0,98$; pentru $R_z = 20...40 \mu\text{m}$, $Z_R = 0,95$.

Z_V - factor de influență a vitezelor asupra rezistenței materialului la oboseală în solicitările de contact. Pentru calcule preliminare $Z_V = 1$.

Z_X - factor de influență a dimensiunii roții melcate asupra rezistenței materialului la oboseală în solicitările de contact. Pentru calcule preliminare $Z_X = 1$.

b) *Tensiuni admisibile la solicitarea de încovoiere a dinților roții melcate*

Acestea se definesc pe baza relației:

$$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{F\lim b}}{S_{FP}} Y_N Y_R Y_X \quad [\text{MPa}]; \quad (4.50)$$

unde:

$\sigma_{F\lim b}$ – rezistența la oboseală de bază la solicitarea de încovoiere. Se alege astfel:

- pentru dinți solicitați numai într-un sens (cicluri pulsatorii):

$$\sigma_{F\lim b} = \sigma_{0\lim b} \quad [\text{MPa}];$$

- pentru dinți solicitați alternant în ambele sensuri:

$$\sigma_{F\lim b} = \sigma_{-1\lim b} \quad [\text{MPa}].$$

În lipsa unor date experimentale, rezistențele la oboseală de bază la încovoiere $\sigma_{0\lim b}$, respectiv $\sigma_{-1\lim b}$, se pot evalua, cu aproximație, pe baza următoarelor relații empirice:

- pentru aliaje de cupru:

$$\sigma_{0\lim b} = (0,35...0,45) \sigma_{rt} \quad [\text{MPa}]; \quad \sigma_{-1\lim b} = (0,3...0,4) \sigma_{rt} \quad [\text{MPa}];$$

- pentru fonte:

$$\sigma_{0\lim b} = (0,48...0,7) \sigma_{rt} \quad [\text{MPa}]; \quad \sigma_{-1\lim b} = (0,4...0,5) \sigma_{rt} \quad [\text{MPa}].$$

S_{FP} – coeficient de siguranță la solicitările de încovoiere

$$S_{FP} = S_{p1} \cdot S_{p2} \cdot S_{p3} \quad (4.51)$$

în care: S_{p1} și S_{p2} au aceleași semnificații ca la solicitarea de contact (v. rel.4.49), iar S_{p3} este un coeficient ce depinde de importanța angrenajului

și pentru angrenaje relativ ieftine are valorile: $S_{p3}=1,1$ dacă ruperea dinților nu provoacă avarii și nici accidente; $S_{p3}=1,2$ dacă ruperea dinților provoacă avarii și accidente.

Factorii de influență Y_N, Y_R, Y_X au aceleași semnificații și se vor urma indicațiile din §4.2.1b (v.pag.75)

4.5.3. Calculul de predimensionare

4.5.3.1. Alegerea tipului melcului

Cele mai folosite tipuri de melci de referință sunt:

- melcul ZK1: melc cilindric cu flancurile înfășurate de o sculă cilindrică biconică, cu profil axial rectiliniu (unghiul de profil al discului $2\alpha_0 = 40^\circ$);

- melcul ZE (evolventic): melc cilindric cu flancurile generate geometric de două drepte tangente la un cilindru ($\alpha_n = 20^\circ$);

- melcul ZA (arhimedic): melc cilindric cu flancurile rectilinii în plan axial;

- melcul ZN1 (convolut): melc cilindric cu flancurile generate geometric de două drepte cuprinse într-un plan perpendicular pe elicea mediană a melcului.

Există următoarea orientare în folosirea acestor tipuri de melci:

- angrenajele ZK1 și ZE: angrenaje de portanță și de precizie;
- angrenajele ZA: angrenaje de precizie cinematică;
- angrenajele ZN1: angrenaje de încărcări și precizie mici.

4.5.3.2. Numărul de începuturi ale melcului, z_1

Acesta se alege în funcție de raportul de transmitere al angrenajului melcat, i_a , din tabelul 4.15.

Tabelul 4.15

Raportul de transmitere, i_a	8...14	16...28	31,5 și peste
Numărul de începuturi, z_1	4	3	1

4.5.3.3. Numărul de dinți ai roții melcate, z_2

Se determină cu relația: $z_2 = i_a z_1$.

Se recomandă ca pentru transmisii de forță $80 > z_2 \geq 29$, iar pentru cele cinematice $1000 > z_2 \geq 18 \dots 20$. De asemenea se verifică dacă:

$$\Delta i = \frac{i_{dat} - i_{realizat}}{i_{dat}} \leq 0,03.$$

4.5.3.4. Coeficientul diametral preliminar al melcului, q'

Pentru calcule preliminare valoarea coeficientului diametral, q' , se poate alege în funcție de puterea la ieșire, din tabelul 4.16, sau de numărul de dinți ai roții melcate, z_2 , din tabelul 4.17.

Tabelul 4.16

Puterea la ieșire, kW	≤ 4	≤ 7	> 7
q'	12...13	10...11	8...11

Tabelul 4.17

Nr. dinți ai roții melcate, z_2	$31 < z_2 < 41$	$45 < z_2 < 51$	$55 < z_2 < 57$	$63 < z_2 < 71$
q'	6...8	7...10	8...11	9...13

După STAS 6845-82 se admite următorul șir de valori pentru coeficientul diametral q' : 7; 8; 9; 10; 11; 12; 14; 16; 18.

4.5.3.5. Determinarea distanței minime dintre axe, $a_{H \min}$

Distanța minimă dintre axe se determină cu relația:

$$a_{H \min} = \left(\frac{z_2}{q'} + 1 \right) \cdot \sqrt[3]{\frac{M_{t2} \cdot (Z_H Z_E Z_\varepsilon)^2 \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_T \cdot K_{H\beta}}{4 \cdot \left(\sigma_{HP} \frac{z_2}{q'} \right)^2}}; \quad (4.52)$$

unde:

M_{t2} - momentul de torsiune la roata melcată (rel.2.16)

Z_H - factor de influență a geometriei zonei de angrenare asupra solicitărilor de contact și care este dat de relația:

$$Z_H = \sqrt{\frac{2 \cos \gamma'}{\sin \alpha_n \cos \alpha_n}}; \quad (4.53)$$

în care:

$\alpha_n = 20^\circ$ – unghiul profilului spirei;

γ' - unghiul elicei de referință.

$$\gamma' = \arctg \frac{z_1}{q'};$$

Z_E – factor de influență a materialelor roților asupra solicitărilor de contact și care se calculează cu relația (4.11). Pentru câteva combinații de material, factorul Z_E se dă în tabelul 4.18.

Tabelul 4.18

Melc		Roată melcată		$Z_E \sqrt{MPa}$
Material	E_1 [MPa]	Material (aliaj)	E_2 [MPa]	
Oțel laminat	$(2,06...2,1) \cdot 10^5$	cupru-staniu	$0,74 \cdot 10^5$	138
		cupru-staniu-zinc-plumb	$(0,88...0,93) \cdot 10^5$	146...150
		cupru-aluminiu	$(0,88...1,14) \cdot 10^5$	146...160
		Alame	$(0,88...0,98) \cdot 10^5$	146...153

Z_ε - factorul de influență a lungimii minime de contact, a gradului de acoperire al profilului și a înclinării dinților asupra solicitărilor de contact;

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{76,4 \cos \gamma}{\chi \varepsilon_\alpha}}; \quad (4.54)$$

în care:

$\chi = \arcsin \psi_{da1}; \quad (\psi_{da1} \leq 0,75 \quad \text{pentru} \quad z_1=1 \quad \text{sau} \quad 2;$

$\psi_{da1} \leq 0,67$

pentru $z_1=3$ sau 4);

ε_α - grad de acoperire în plan frontal median.

La predimensionare se admite $\varepsilon_\alpha = 1,82$.

K_A - conform indicațiilor din § 4.2.2;

K_V - din tabelul 4.2, pentru angrenaje melcate;

$K_{H\beta}$ - factorul repartiției sarcinii pe lățimea danturii la solicitarea de

contact. Pentru calcule preliminare se adoptă la angrenajul cu melc cilindric $K_{H\beta} = 1$;

K_T - factorul de influență a treptei de precizie a angrenajului (tabelul 4.19, conform STAS 13024-91) ;

Tabelul 4.19

Treapta de precizie	6	7	8	9
K_T	1,0	1,05	1,10	1,16

σ_{HP} – conform relației 4.48.

Valoarea obținută pentru distanța între axe, cu relația (4.52), se standardizează conform tabelului 4.6 la valoarea $a_{STAS} = a_w$.

4.5.3.6. Determinarea modulului minim , $m_{\min}$

Modulul minim se determină cu relația:

$$m_{\min} = \sqrt[3]{\frac{2M_{t2} \cdot K_T \cdot K_{F\beta} \cdot Y_F \cdot Y_\gamma \cdot Y_\varepsilon}{z_2 \cdot q' \cdot \sigma_{FP}}} \quad (4.55)$$

unde: K_T se alege din tabelul 4.19;

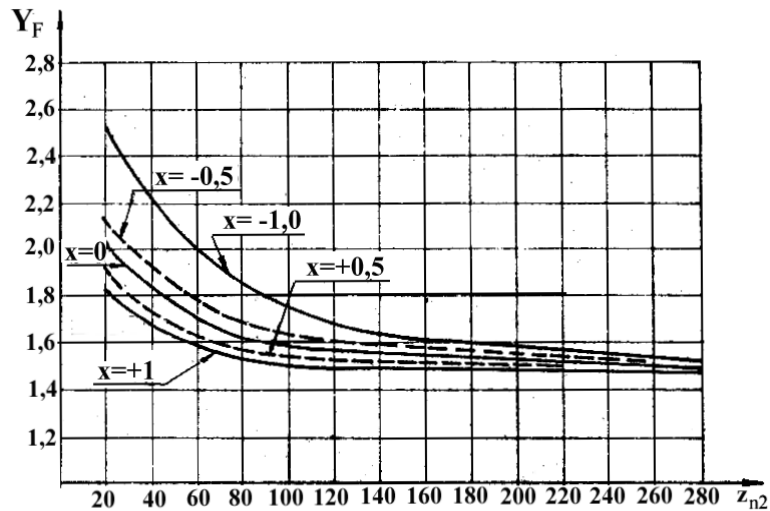


Fig. 4.16

$K_{F\beta}$ - factorul repartiției sarcinii pe lățimea danturii la solicitarea de contact. Pentru calcule preliminare se adoptă la angrenajul cu melc cilindric $K_{F\beta}=1$;

Y_F - factor de formă al dinților roții melcate. Se alege din diagrama 4.16 în funcție de numărul de dinți echivalent al roții melcate, z_{n2} , pentru $x=0$.

$$z_{n2} = \frac{z_2}{\cos^3 \gamma'} \quad \text{unde} \quad \gamma' = \arctg \frac{z_1}{q'}; \quad (4.56)$$

$Y_\gamma = \frac{1}{\cos \gamma'}$ - factor de influență a înclinării dinților asupra solicitărilor de încovoiere.

$Y_\epsilon = \frac{76,4}{\chi \epsilon_\alpha}$ - factor de influență a lungimii minime de contact și a gradului de acoperire frontal (pentru χ și ϵ_α vezi indicațiile de la rel. 4.54);

σ_{FP} – conform relației 4.50.

4.5.3.7. Determinarea modulului axial, m_x

Modulul axial calculat ca necesar din condiții geometrice se determină cu relația:

$$m_{xc} = \frac{2a_w}{q' + z_2}. \quad (4.57)$$

Valoarea rezultată din relația (4.57) se standardizează conform STAS 6845-82 (tabelul 4.7) urmărindu-se îndeplinirea condiției:

$$m_x \geq \begin{cases} m_{\min} \\ m_{xc} \end{cases} \quad (4.58)$$

4.5.3.8. Verificarea corelației m_x , q'

Cazul 1. Mărimile m_x și q' sunt corelate conform STAS 6845-82 (tabelul 4.20). În acest caz $q' = q$.

Tabelul 4.20

m_x	1...1,5	2...2,5	3...4	5...6	8...10	12...16	20...25
q	12	10	10	9	9	8	7
	14	12	11	10	10	9	8
	16	14	12	12	11	10	9

Cazul 2. Mărimile m_x și q' nu sunt corelate conform STAS 6845-82. In acest caz se adoptă o altă valoare q' (de preferință mai mică) și se revine la relația (4.57).

4.5.4. Calculul elementelor caracteristice angrenajelor cu melc cilindric (STAS 13023-91)

4.5.4.1. Calculul elementelor geometrice privind verificarea evitării ascuțirii și subțierii dinților roților melcate

Acest calcul se prezintă în tabelul 4.21.

Tabelul 4.21

Denumirea elementului	Simbol	Relația de calcul
Date inițiale: Tipul melcului Coeficientul înălțimii capului dintelui melcului de referință Coeficientul jocului de referință la cap	h_a^* c^*	- Se indică prin temă $h_a^* = 1$ $c^* = 0,2$ pentru melcii prelucrați pe strung și roțile melcate prelucrate cu freza melc; $c^* = 0,2 \dots 0,3$ pentru melcii prelucrați cu freză disc sau deget
Coeficientul axial al deplasării profilului melcului	x_x	Pentru angrenaje melcate cu danturi standardizate $x_x = 0$.
Coeficientul deplasării de profil	x	$x = \frac{a_w}{m_x} - 0,5(q + z_2)$ Observație: Pentru dantură nedeplasată se va adopta $x = 0$
Distanța între axe	a_w	$a_w = 0,5(q + z_2 + 2x)m_x$

Tabelul 4.21(continuare)

Denumirea elementului	Simbol	Relația de calcul
Distanța între axe de referință	a	$a = 0,5(q + z_2)m_x$
Unghiul de pantă al elicei de referință a melcului	γ	$\gamma = \arctg\left(\frac{z_1}{q}\right)$
Unghiul de pantă al elicei de divizare a melcului	γ_w	$\gamma_w = \arctg\left(\frac{z_1}{q + 2x}\right)$
Unghiul de presiune axial de referință al melcului	α_x	a) La melcii tip ZA este dat prin temă; b) La melcii tip ZE, ZN1, ZK1 se calculează cu: $\alpha_x = \arctg\left(\frac{\tg \alpha_n}{\cos \gamma}\right), \quad \alpha_n = 20^\circ$

4.5.4.2. Calculul elementelor geometrice ale melcului

Elementele geometrice ale melcului și roții melcate se prezintă în figura 4.17 și tabelele 4.22, respectiv 4.23.

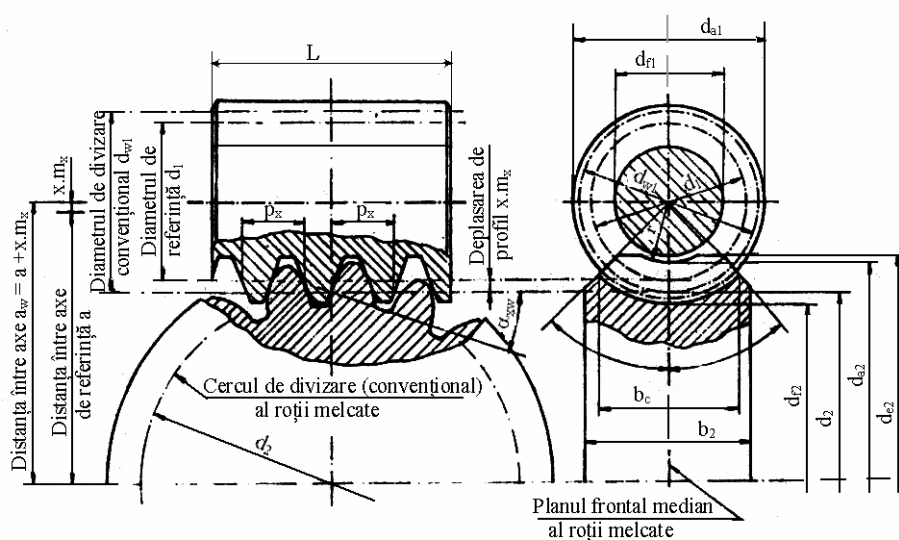


Fig. 4.17

Tabelul 4.22

Denumirea elementului	Simbol	Relația de calcul
Diametrul de referință	d_1	$d_1 = qm_x$
Diametrul de divizare	d_{w1}	$d_{w1} = (q + 2x)m_x$
Înălțimea capului de referință	h_{a1}	$h_{a1} = h_a^* m_x$
Înălțimea piciorului de referință	h_{f1}	$h_{f1} = (h_a^* + c^*)m_x$
Înălțimea dintelui melcului	h_1	$h_1 = h_{a1} + h_{f1} = (2h_a^* + c^*)m_x$
Diametrul de cap	d_{a1}	$d_{a1} = d_1 + 2h_{a1} = (q + 2h_a^*)m_x$
Diametrul de picior	d_{f1}	$d_{f1} = d_1 - 2(h_a^* + c^*)m_x$
Pasul axial al danturii melcului	p_x	$p_x = \pi m_x$
Pasul elicei melcului	p_z	$p_z = z_1 p_x = \pi m_x z_1$
Lungimea melcului	L	- pentru $x=0$ și $z_1 = 1$ sau 2 $L = (11 + 0,06z_2)m_x$ - pentru $x=0$ și $z_1 = 3$ sau 4 $L = (11 + 0,1z_2)m_x$

Tabelul 4.23

Denumirea elementului	Simbol	Relația de calcul
Diametrul de divizare	d_2	$d_2 = z_2 m_x$
Diametrul de cap	d_{a2}	$d_{a2} = (z_2 + 2h_a^* + 2x)m_x$
Raza curbării de cap a coroanei dințate a roții melcate	r_p	$r_p = 0,5d_1 - h_{a1}$
Lățimea de calcul a coroanei dințate	b_c	- pentru $z_1=1$ sau 2 : $b_c \leq 0,75d_{a1}$; - pentru $z_1=3$ sau 4 : $b_c \leq 0,67d_{a1}$
Lățimea coroanei dințate	b_2	Se adoptă constructiv respectând relația: $b_2 \geq b_c$
Înălțimea capului de divizare	h_{a2}	$h_{a2} = (h_a^* + x)m_x$

Tabelul 4.23 (continuare)

Denumirea elementului	Simbol	Relația de calcul
Înălțimea piciorului de divizare al dintelui roții melcate	h_{f2}	$h_{f2} = (h_a^* + c^* - x)m_x$
Înălțimea dintelui roții melcate	h_2	$h_2 = h_{a2} + h_{f2} = h_1$
Pasul de divizare normal	p_{n2}	$p_{n2} = p_x \cos \gamma_w$
Pasul de divizare frontal	p_{t2}	$p_{t2} = p_x$

4.5.4.3. Randamentul angrenării, η_a

Pentru angrenajele melcate demultiplicatoare (melcul fiind elementul conducător) se determină cu relația:

$$\eta_a = \frac{\operatorname{tg} \gamma_w}{\operatorname{tg}(\gamma_w - \varphi)}; \quad (4.59)$$

în care $\varphi = \operatorname{arctg} \mu$ reprezintă unghiul de frecare echivalent care poate fi evaluat pe baza relației empirice:

$$\varphi = 9,016 \ln v_{al} + 0,059 \quad [rad]$$

unde:

v_{al} - viteza de alunecare, exprimată în metri pe secundă.

$$v_{al} = \frac{v_1}{\cos \gamma}; \quad v_1 = \frac{\pi d_1 n_1}{60000} \quad (4.60)$$

4.5.4.4. Forțe în angrenare

În figura 4.18 se prezintă forțele ce acționează într-un angrenaj cu melc cilindric.

Dacă se neglijează $\varphi' = \operatorname{arctg} \mu'$ ($\varphi' < 3^0$), rezultă:

$$\begin{aligned} F_{t1} &= \frac{2M_{t1}}{d_1} = F_{a2}; & F_{t2} &= F_{t1} / \operatorname{tg} \gamma_w = F_{a1}; \\ F_{r1} &= F_{r2} = F_{t2} \operatorname{tg} \alpha_n / \cos \gamma_w; \\ F_{m1} &= F_{n2} = F_{t2} / \cos \alpha_n \cos \gamma_w. \end{aligned} \quad (4.61)$$

în care: $\alpha_n = 20^0$ și γ_w se ia din tabelul 4.21

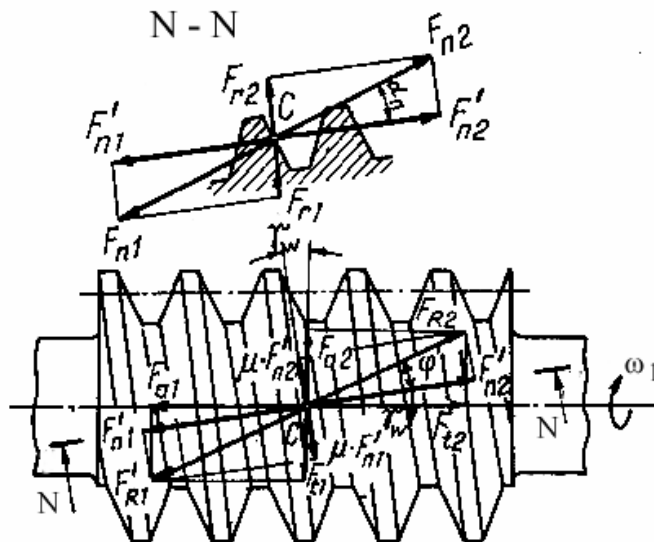


Fig. 4.18

4.5.4.5. Gradul de acoperire frontal, ε_α

Gradul de acoperire în plan frontal median la angrenajele cu melci de tip ZA se determină cu relația:

$$\varepsilon_\alpha = \frac{\sqrt{d_{a2}^2 - d_2^2 \cos^2 \alpha_x} - d_2 \sin \alpha_x + \frac{2m_x(h_a^* - x)}{\sin \alpha_x}}{2\pi m_{xc} \cos \alpha_x} \quad (4.62)$$

în care termenii din relație au fost determinați în tabelele 4.21 și 4.23.

4.5.5. Calculul de verificare a angrenajului

Calculul se efectuează în punctul de rostogolire C, și anume la roata melcată care este executată din materiale mai puțin rezistente la solicitarea de contact sau încovoiere.

- la solicitarea de contact

Condiția de verificare pe baza comparației dintre tensiunea de regim de contact σ_H și tensiunea de contact admisibilă de regim σ_{HP} se exprimă cu relația:

$$\sigma_H = \frac{Z_E Z_H Z_\varepsilon}{d_2} \sqrt{\frac{2M_{t2} K_A \cdot K_V \cdot K_T \cdot K_{H\beta}}{d_1}} \leq \sigma_{HP} \quad [MPa] \quad (4.63)$$

- la solicitarea de încovoiere

Condiția de verificare pe baza comparației dintre tensiunea de încovoiere de regim σ_F și tensiunea de încovoiere admisibilă de regim σ_{FP} se exprimă cu relația:

$$\sigma_F = \frac{2M_{t2} \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_T \cdot K_{H\beta}}{z_2 \cdot q \cdot m_x^3} Y_F Y_\gamma Y_\varepsilon \leq \sigma_{FP} \quad (4.64)$$

Tensiunile admisibile $\sigma_{HP}; \sigma_{FP}$ se determină cu relațiile 4.48 și 4.50 (calculare precise), iar factorii de corecție conform § 4.5.3.5. și § 4.5.3.6.

Dacă relațiile (4.63) sau (4.64) nu sunt îndeplinite se reiau calculele.

4.5.6. Elemente constructive

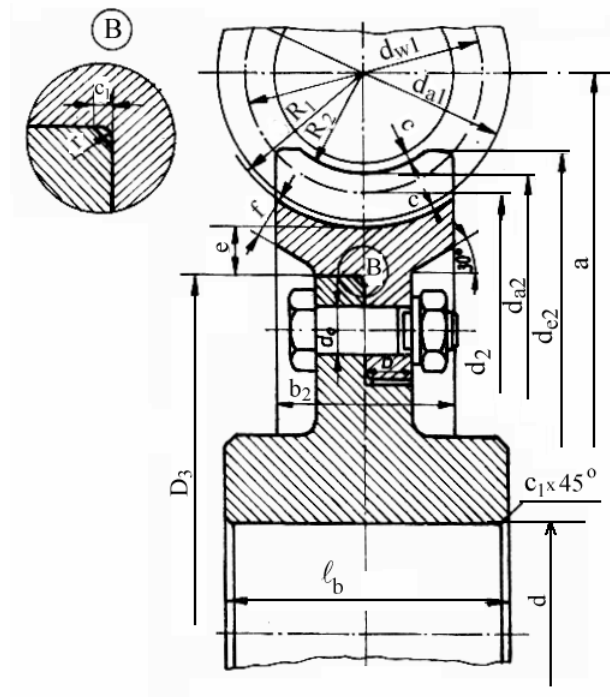


Fig. 4.19

În figura 4.19 se prezintă câteva elemente constructive privind roțile melcate cilindrice. În afara elementelor geometrice determinate conform celor arătate mai înainte, celelalte elemente constructive se pot determina pe baza următoarelor relații:

- $e \approx 2m_x$ - grosimea coroanei;
- $f \geq 1,7m_x$ - grosimea obezii roții melcate;
- c_1 și r – teșitura și raza de îmbinare la asamblarea presată a elementelor; se alege în funcție de diametrul arborelui pe care se montează roata melcată astfel:
 - pentru $d = 30...45$ mm, $r=1$ și $c_1=2$;
 - pentru $d = 45...70$ mm, $r=1,6$ și $c_1=2,5$;
 - pentru $d = 70...100$ mm, $r=2$ și $c_1=3$;
- $c = (0,2...0,3)m_x$ - jocul radial;
- d – diametrul arborelui roții melcate;
- $\lambda_b = (1,25...1,7)d$ - lungimea butucului;
- $R_1 = \frac{d_{a1}}{2} + c$ - raza golului dintelui roții;
- $R_2 = \frac{d_{w1}}{2} - m_x$ - raza vârfului dintelui roții.

Capitolul 5

VERIFICAREA LA ÎNCĂLZIRE A REDUCTOARELOR

5. 1 Ungerea și materiale de ungere pentru reductoarele cu roți dințate

5. 1. 1 Alegerea materialului de ungere

Materialul de ungere se recomandă în funcție de viteza pe cercul de rostogolire al roții (relația 5.1), astfel:

$$v = \frac{\pi d_{w1} n_1}{60 \cdot 10^3} \quad [m / s]. \quad (5.1)$$

$v = (0...0,4)$ m/s - grafit cu bisulfură de molibden; $v = (0,4...0,8)$ m/s - unsoare; $v = (0,8...4)$ m/s - unsoare sau ulei; $v > 4$ m/s - uleiuri minerale sau sintetice

Uleiurile recomandate pentru angrenajele ce funcționează în carcase închise, la temperatura de lucru $t_f = (45...90)^\circ \text{C}$, se prezintă în tabelul 555.1:

5. 1. 2 Sistemul de ungere

a) Pentru $v \leq 15$ m/s se utilizează ungerea prin imersiune (barbotare). La angrenajele cu mai multe trepte trebuie să se scufunde în baia de ulei câte o roată de la fiecare treaptă. Adâncimea de scufundare este minimă un modul sau 10 mm și maximă 6 module (la treapta rapidă), iar roata ultimei trepte trebuie să fie scufundată până la 1/3 din diametrul ei sau 100 mm. La angrenajul conic, dintele trebuie să se afle în ulei pe toată lățimea lui. La angrenajul melcat cu melcul dedesubt, nivelul uleiului trebuie să ajungă până la corpurile de rulare ale rulmenților.

Tabelul 5.1

Vâscozitatea cinematică γ la 50°C în [cst], la viteza v [m/s] de:	Materialul roții dințate				
	Materiale plastice; fontă, bronz	Oțel normalizat sau îmbunătățit			Oțel durificat superficial
	σ_r [MPa]				
-	450...1000	1000...1250	1250...1500	-	
< 0,5	TIN 125	TIN 200	TIN 300	TIN 300	TIN 300
0,5..1	TIN 125	TIN 125	TIN 300	TIN 300	TIN 300
1...2,5	TIN 82	TIN 125	TIN 200	TIN 300	TIN 300
2,5...5	TIN 55	TIN 82	TIN 125	TIN 200	TIN 200
5...12,5	TIN 42	TIN 55	TIN 82	TIN 125	TIN 125
12,5...25	TIN 32	TIN 42	TIN 55	TIN 82	TIN 82
> 25	-	TIN 32	TIN 42	TIN 55	TIN 55
Relația de calcul	$\gamma = \frac{100}{v^{0,4}}$	$\gamma = \frac{125}{v^{0,4}}$	$\gamma = \frac{200}{v^{0,4}}$	$\gamma = \frac{300}{v^{0,4}}$	$\gamma = \frac{300}{v^{0,4}}$

b) Pentru $15 < v \leq 20$ m/s se utilizează ungerea cu circulație forțată a uleiului, prin pulverizarea uleiului direct pe dinții roților în zona de angrenare. La $v > 20$ m/s pulverizarea se face într-o zonă plasată înainte de angrenare.

5.2 Randamentul total al reductorului

Randamentul unui reductor cu k trepte de reducere se determină cu relația:

$$\eta_t = \eta_{ai}^k \cdot \eta_L^{(k+1)} \cdot \eta_u^n; \quad (5.2)$$

unde: n - numărul de roți scufundate în baia de ulei;

η_{ai} - randamentul treptei "i" de roți dințate;

η_L – randamentul unei perechi de lagăre, calculat cu relația:

$$\eta_L = 1 - \frac{P_{fL}}{P_i}; \quad (5.3)$$

în care: P_i - puterea la arborele pe care sunt montate lagărele;

P_{fL} - puterea pierdută prin frecarea în lagăr, determinată cu relația:

$$P_{fL} = \mu_L \cdot F_L \cdot \frac{d_L}{2} \cdot \frac{\omega}{10^6} \quad [kW]; \quad (5.4)$$

în care: μ_L – coeficientul de frecare în rulment (tabelul 5.2);

d_L – diametrul fusului, în mm;

F_L – reacțiunea din lagăr, în N;

ω – viteza unghiulară a fusului, în rad/s.

Tabelul 5.2

Tipul rulmenților	μ_L
Radial cu bile	$1,5 \cdot 10^{-3}$
Oscilanți	$1,0 \cdot 10^{-3}$
Radial-axial cu bile	$2,0 \cdot 10^{-3}$
Radial cu role cilindrice	$1,1 \cdot 10^{-3}$
Radial-axial cu role conice	$1,8 \cdot 10^{-3}$
Axiali	$1,3 \cdot 10^{-3}$

Până la dimensionarea arborilor, randamentul unei perechi de lagăre ce sprijină un arbore se poate alege $\eta_L = 0,99$.

η_u – randamentul datorită barbotării uleiului din baie:

$$\eta_u = 1 - \frac{P_{fu}}{P_i}; \quad (5.5)$$

în care: P_{fu} – puterea pierdută prin frecarea roții cu uleiul, dată de relația:

$$P_{fu} = \frac{b \cdot h \cdot v^{0,66}}{2,7 \cdot 10^6} \quad [kW]; \quad (5.6)$$

unde: b - lăţimea roţii dinţate scufundate în ulei, în mm;
 h - adâncimea de scufundare a roţii în ulei, în mm;
 v - viteza periferică a roţii, în m/s.

5. 3 Dimensionarea carcaselor

5. 3. 1 Elemente constructive

Observaţie: Valorile recomandate prin relaţiile de mai jos sunt orientative, adoptându-se valori întregi imediat superioare celor calculate.

- Grosimea peretelui corpului
- pentru reductoare cu angrenaje cilindrice şi conice:

$$\delta = 0,025 a + 5 \text{ mm ;}$$

unde: $a = a_w$ – distanţa între axe, la reductoarele cilindrice cu o treaptă, în mm (fig.5.1);

$a = a_{12} + a_{23}$ la reductoarele cilindrice cu două trepte (fig.5.3);

$a = a_{23}$ la reductoarele conico-cilindrice (fig.5.4).

La reductoarele cu roţi conice cu o treaptă (fig.5.2), pentru carcase executate prin turnare, grosimea peretelui se adoptă în funcţie de dimensiunea de gabarit maximă, la o valoare superioară celei indicate în tabelul 5.3, funcţie de materialul carcasei.

Tabelul 5.3

Materialul carcasei		Dimensiunea maximă a piesei [mm]					
		100	250	500	1000	2000	4000
Fontă cenuşie	Fc 200	4	4	5	7	12	25
	Fc 250	-	5	6	9	15	30
	Fc 300		6	8	12	20	40
Oţel carbon		-	5	7	10	20	40

- pentru reductoarele cu angrenaje melcate (fig.5.5):

$$\delta = 0,04a + (2...3)mm .$$

- Grosimea peretelui capacului : $\delta_1 = 0,8 \delta$.
- Grosimea flanşei corpului: $h = 1,5 \delta$.
- Grosimea flanşei capacului: $h_1 = 1,5 \delta_1$.

- Grosimea tălpii (în varianta cu bosaje pentru șuruburile de fundație): $t = 1,5 \delta$.

- Grosimea nervurilor corpului: $c = 0,8 \delta$.

- Grosimea nervurilor capacului: $c_1 = 0,8 \delta_1$.

- Diametrul șuruburilor de fixare a reductorului pe fundație: $d \approx 1,5 \delta$.

- Diametrul șuruburilor de fixare a capacului de corpul reductorului, care se află lângă lagăre: $d_1 \approx 0,75 d$.

- Diametrul șuruburilor de fixare a capacului de corpul reductorului, care nu sunt lângă lagăre: $d_2 \approx 0,50 d$.

- Diametrul șuruburilor capacelor lagărelor: $d_3 \approx 0,75 d_2$.

Observație. Valorile obținute pentru $d; d_1; d_2; d_3$ se adoptă din următorul șir de valori standardizate (se alege valoarea imediat superioară celei calculate): 4; 6; 8; 10; 12; 16; 20; 24; 30; 36; 42; 48.

- Lățimea flanșei corpului și a capacului: $K = 3 d_2$.

- Distanța minimă între roțile dințate și suprafața interioară a reductorului: $\Delta \geq 1,5 \delta$ ($\Delta = 10 \dots 15$ mm).

- Distanța între roata cea mare și fundul băii de ulei: $\Delta_1 \geq 5 \delta$.

- Distanța de la rulment la marginea interioară a carcasei reductorului: $\lambda_1 = (5 \dots 10)$ mm.

- Distanța de la elementul rotitor (roata de curea) până la capacul lagărului: $\lambda_2 = (15 \dots 20)$ mm.

- Lungimea părții de arbore pe care se fixează roata de curea:

$$\lambda_3 = (1,2 \dots 1,5) d_1.$$

- Lățimea capacului lagărului: $\lambda_4 = (15 \dots 25)$ mm.

- Lățimea rulmentului: $\lambda_5 = (0,4 \dots 0,8) d_{\max}$, unde $d_{\max}$ este valoarea cea mai mare dintre $d_I; d_{II}; d_{III}$.

Predimensionarea arborilor se face ținând seama de solicitarea lor la răsucire:

$$d_I \geq \sqrt[3]{\frac{16M_{t1}}{\pi\tau_{at(0)}}} ; d_{II} \geq \sqrt[3]{\frac{16M_{t2}}{\pi\tau_{at(0)}}} \quad [mm] ; \quad (5.7)$$

unde: M_{t1} și M_{t2} sunt momentele de torsiune pe cei doi arbori, în N.mm, determinate în §2.6 cu relația (2.16).

$\tau_{at(0)} = (20...25) \text{ [N/mm}^2\text{]}$ - tensiunea admisibilă la răsucire într-un ciclu pulsator, pentru arbori din oțel.

Pentru reductoarele în două trepte se calculează și d_{III} cu relația:

$$d_{III} \geq \sqrt[3]{\frac{16M_{t3}}{\pi\tau_{at(0)}}} \quad [mm]; \quad (5.8)$$

unde: M_{t3} a fost determinat în §2.6 cu relația (2.17).

Valorile obținute pentru d_I , d_{II} și d_{III} se adoptă din următoarea gamă standardizată: 18; 19; 20; 22; 24; 25; 28; 30; 32; 35; 38; 40; 42; 45; 48; 50; 55; 56; 60; 65; 70; 71; 75; 80; 85; 90; 95; 100 (extras din STAS 8724/2-84)

5. 3. 2 Calculul suprafeței reductorului

Pentru a stabili temperatura uleiului din baie este necesar să se determine suprafața de schimb de căldură cu mediul exterior.

a) pentru reductor cu o treaptă de roți dințate cilindrice (fig.5.1):

$$\begin{aligned} R &= \frac{d_{a2}}{2} + \Delta + \delta_1; \quad r = \frac{d_{a1}}{2} + \Delta + \delta_1; \quad L = a + R + r; \\ \lambda &= b_1 + 2\Delta + 2\delta; \quad H = \frac{d_{a2}}{2} + \Delta_1 + t; \quad \operatorname{tg} \theta = \frac{R-r}{a}; \\ S &= L \cdot \lambda + 2H(L + \lambda) + \frac{\pi}{2}(R^2 + r^2) + 2ar + a(R-r) + \lambda \cdot \left[\frac{\pi}{2}(R+r) + \frac{a}{\cos \theta} \right]. \end{aligned} \quad (5.9)$$

b) pentru reductor cu o treaptă de roți dințate conice (fig.5.2):

$$\begin{aligned} R &= \frac{d_{ae2}}{2} + \Delta + \delta_1; \quad a \geq 0,2R_e \text{ (v.fig.4.15)}; \quad H = \frac{d_{ae2}}{2} + \Delta_1 + t; \\ L &= d_{ae2} + 2\Delta + a \sin \delta_1 + 2\delta; \quad \lambda = d_{ae1} + 2\Delta + a \sin \delta_2 + 2\delta; \\ S &= L \cdot \lambda + 2H \cdot (L + \lambda) + \pi R^2 + \pi R \cdot \lambda. \end{aligned} \quad (5.10)$$

La calculul suprafeței reductorului S , s-a considerat că el se află suspendat pe un suport metalic, din acest motiv a fost adăugată și suprafața bazei. Când reductorul se află montat pe un postament de beton și nu se realizează schimbul de căldură prin suprafața bazei, se va elimina din calcule produsul $(L \cdot \lambda)$.

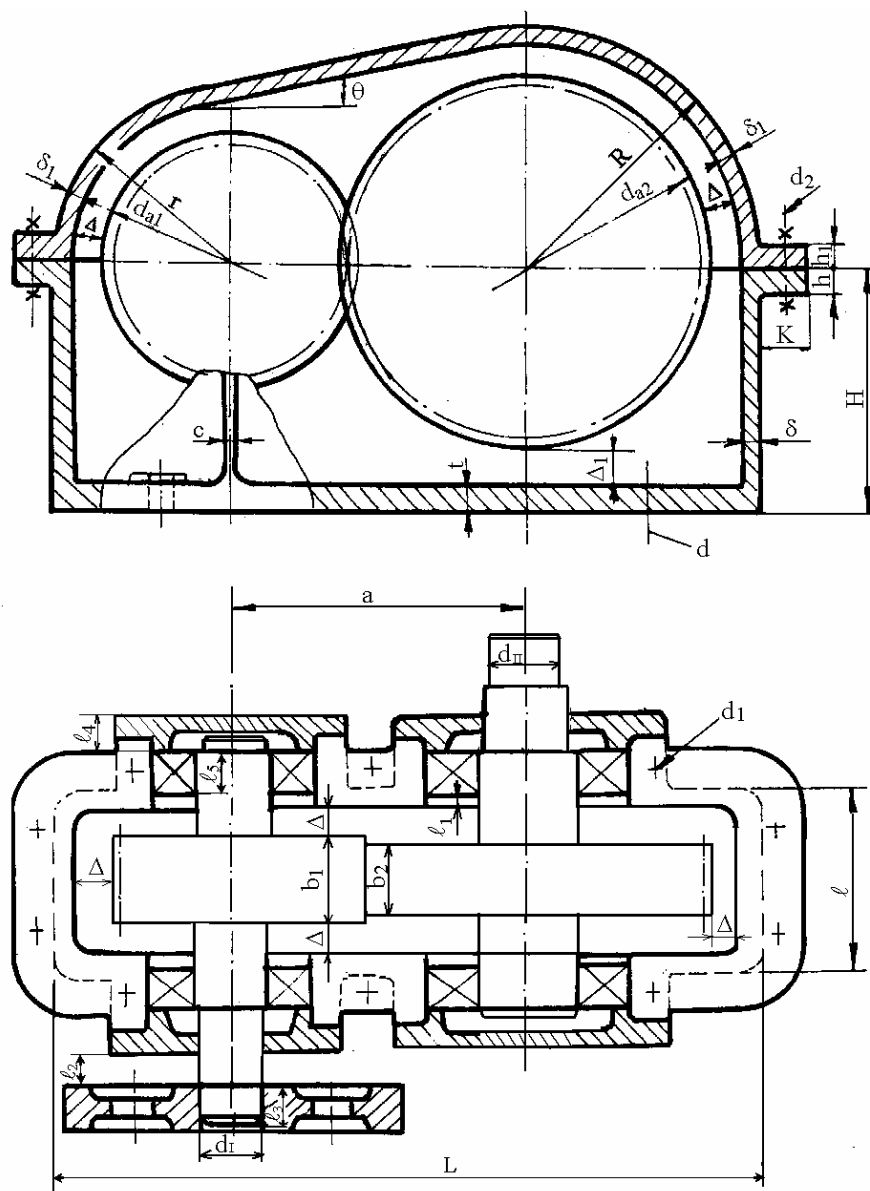


Fig. 5.1

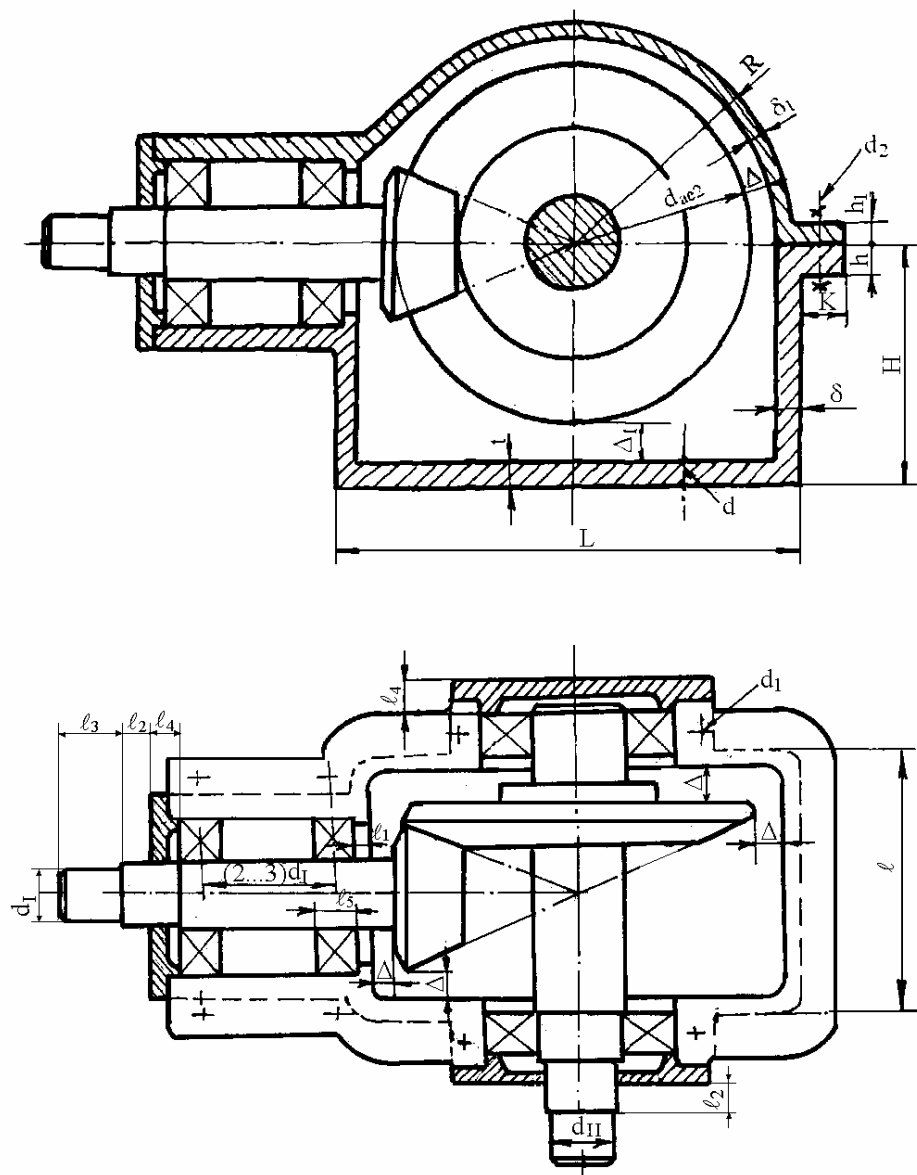


Fig. 5.2

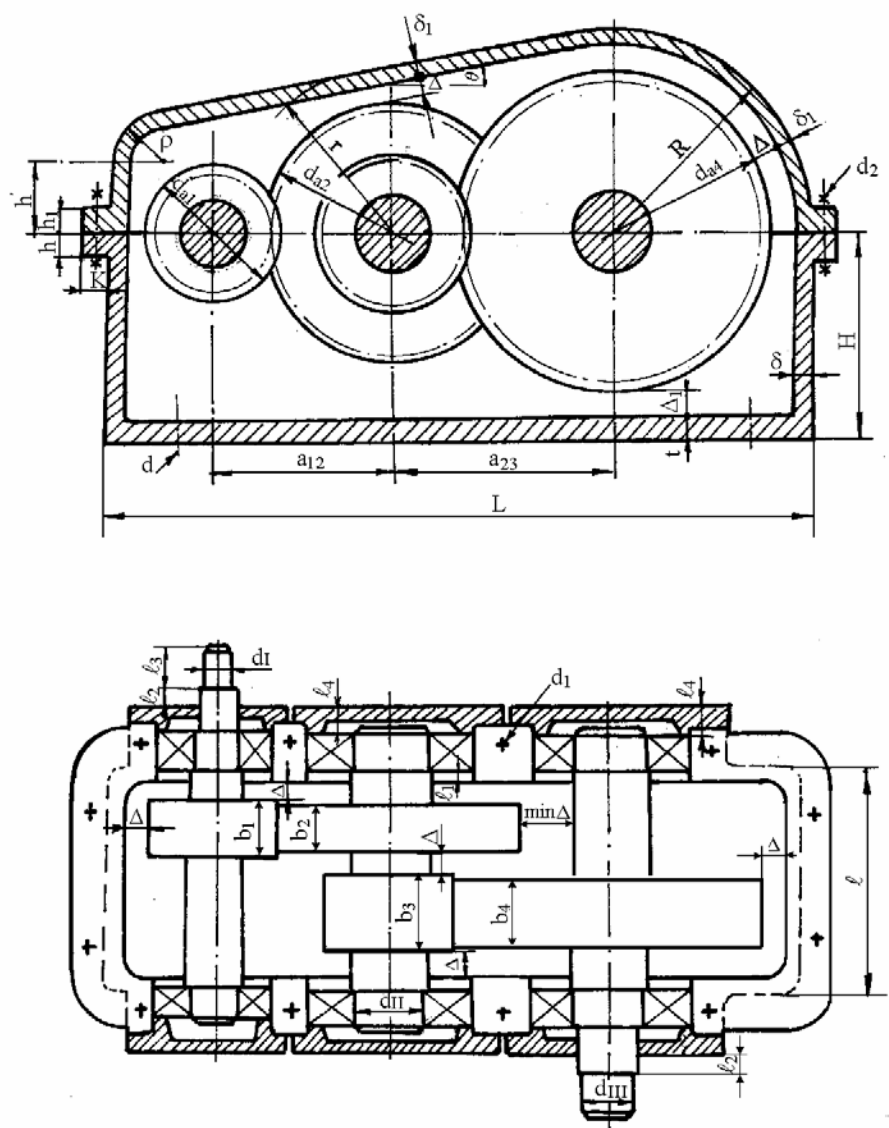


Fig. 5.3

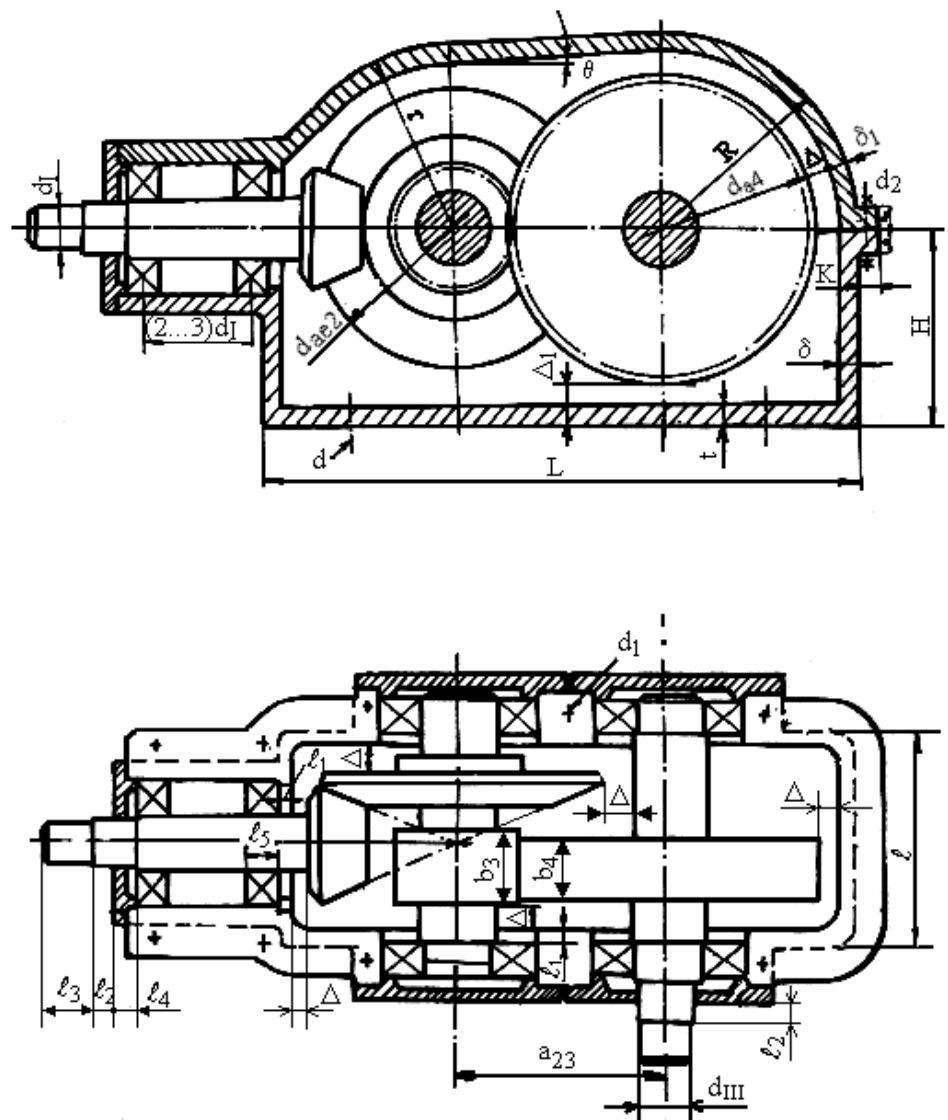


Fig. 5.4

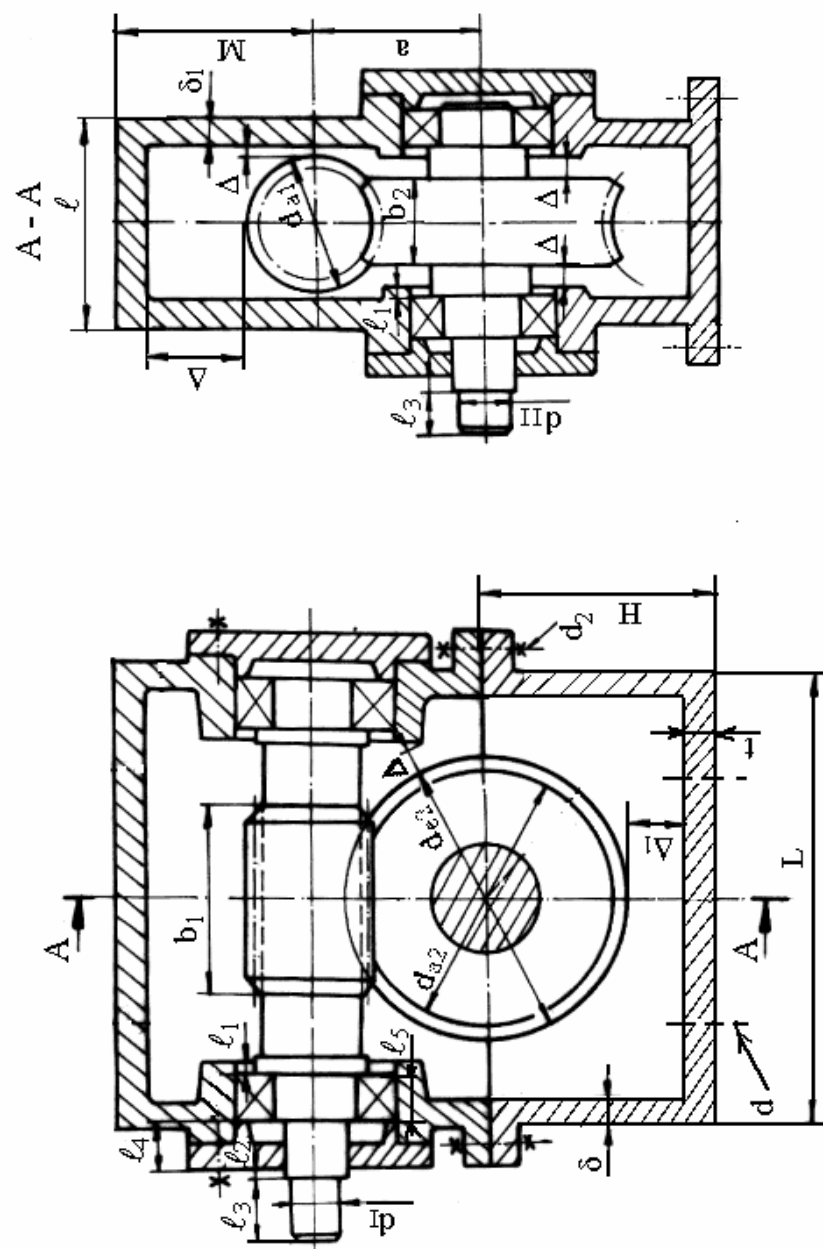


Fig 5.5

c) pentru reductor cu două trepte de roți dințate cilindrice (fig. 5.3):

$$\begin{aligned}
 R &= \frac{d_{a4}}{2} + \Delta + \delta_1; \quad r = \frac{d_{a2}}{2} + \Delta + \delta_1; \quad \operatorname{tg} \theta = \frac{R-r}{a_{23}}; \quad \rho = \Delta + \delta_1 \\
 L &= a_{12} + a_{23} + \frac{d_{a1} + d_{a4}}{2} + 2\Delta + 2\delta; \quad H = \frac{d_{a4}}{2} + \Delta_1 + t; \\
 \lambda &= b_1 + b_3 + 3\Delta + 2\delta; \quad h' = R - [(a_{12} + a_{23}) \cdot \operatorname{tg} \theta + \rho]; \\
 S &= L \cdot \lambda + 2H(L + \lambda) + \frac{\pi}{2}(R^2 + \rho^2) + 2(L - \rho - R)(h' + \rho) + 2\rho \cdot h' + \\
 &\quad + (L - \rho - R)(R - \rho - h') + \lambda \cdot \left[\frac{\pi}{2}(R + \rho) + \frac{L - \rho - R}{\cos \theta} + h' \right]
 \end{aligned} \quad (5.11)$$

d) pentru reductor cu două trepte de roți dințate, prima conică iar a doua cilindrică (fig. 5.4):

$$\begin{aligned}
 R &= \frac{d_{a4}}{2} + \Delta + \delta_1; \quad r = \frac{d_{ae2}}{2} + \Delta + \delta_1; \quad \operatorname{tg} \theta = \frac{R-r}{a_{23}}; \\
 L &= a_{23} + \frac{d_{ae2} + d_{a4}}{2} + 2\Delta + 2\delta + a \sin \delta_1; \quad H = \frac{d_{a4}}{2} + \Delta_1 + t; \\
 \lambda &= b_3 + 3\Delta + B_2 + 2\delta; \quad S = L \cdot \lambda + 2H \cdot (L + \lambda) + \frac{\pi}{2}(R^2 + r^2) + \\
 &\quad + 2a_{23} \cdot r + a_{23}(R - r) + \lambda \cdot \left[\frac{\pi(R+r)}{2} + \frac{a_{23}}{\cos \theta} \right]
 \end{aligned} \quad (5.12)$$

La reductoarele c și d trebuie să existe o distanță minimă $\Delta=(10...15)$ mm între roata condusă (2) și arborele de ieșire (III). Pentru aceasta distanța dintre axe a_{23} trebuie să îndeplinească condiția:

$$a_{23} \geq \frac{d_{ae2}}{2} + \Delta + \frac{d_{III}}{2} \quad (5.13)$$

Dacă nu este respectată această relație trebuie schimbată distribuția raportului de transmisie pe cele două trepte de angrenare (luându-se un raport mai mic pe prima treaptă și mai mare pe a doua).

e) pentru reductor cu angrenaj melcat cilindric

$$\begin{aligned} M &= \frac{d_{a1}}{2} + A_2 + \delta_1 ; \quad L = d_{e2} + 2A + 2\delta + \lambda_5 ; \\ \lambda &= d_{a1} + 2A + 2\delta_1 ; \quad A_2 \cong 6A \\ S &= 2L \lambda + 2(H + a)(L + \lambda) + 2M(L + \lambda). \end{aligned} \quad (5.14)$$

5.4 Verificarea reductorului la încălzire

Temperatura uleiului din baie, în cazul carcaselor închise când nu are loc recircularea uleiului, se calculează din ecuația echilibrului termic:

$$t = t_0 + \frac{P_2 (1 - \eta_t)}{\lambda S_c \eta_t} \leq t_a ; \quad (5.15)$$

unde:

t_0 - temperatura mediului ambiant ($t_0=18^\circ\text{C}$);

P_2 - puterea la arborele de ieșire din reductor, în watt;

η_t - randamentul total al reductorului (§5.2);

S_c - suprafața de calcul a reductorului, în m^2 : $S_c=1,2 S$; S - suprafața carcasei calculată la §5.3.2. Această suprafață se majorează cu 20 % pentru a ține seama de nervurile de rigidizare și de flanșe, obținându-se astfel S_c ;

λ - coeficientul de transmitere a căldurii între carcasă și aer;

$\lambda = (8...12) [\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})]$ dacă există o circulație slabă a aerului în zona de montare a reductorului;

$\lambda = (12...18) [\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})]$ dacă există o bună circulație a aerului în zona de montare a reductorului.

t_a - temperatura admisibilă.

- $t_a = (60...70)^\circ\text{C}$ pentru angrenaje cilindrice și conice;

- $t_a = (80...95)^\circ\text{C}$ pentru angrenaje melcate.

Dacă rezultă o temperatură mai mare decât cea recomandată, este necesar să se adopte una din soluțiile următoare:

a) mărirea suprafeței carcasei prin adoptarea unor distanțe mai mari

de la roți la interiorul carcasei ($\Delta = 15...20$ mm) sau nervurarea carcasei;

b) montarea reductorului într-un loc bine ventilat;

c) sistem de răcire forțată prin folosirea unui ventilator montat pe arborele de intrare. În acest caz, λ_v depinde de viteza de circulație a aerului v_a , (tabelul 5.4). Aceasta se determină cu relația:

$$v_a \approx \frac{n_1}{200};$$

unde n_1 este turația ventilatorului, în rot/min.

Tabelul 5.4

v_a [m/s]	5	10	15	20	25
λ_v [W/(m ² .°C)]	27	42	60	75	90

Temperatura uleiului din baie în acest caz, va fi:

$$t = t_0 + \frac{P_2(1 - \eta_t)}{\eta_t [\lambda (S_c - S_v) + \lambda_v S_v]} \leq t_a \quad (5.16)$$

unde S_v este suprafața carcasei ventilată de aerul trimis de ventilator, în m².

Capitolul 6

CALCULUL ARBORILOR

6. 1 Alegerea materialului

Alegerea materialului se va face în funcție de felul solicitării arborilor, precum și funcție de natura acestor solicitări.

Tabelul 6.1

Marca oțelului	STAS	Duri- tatea [HB]	R_m (σ_r) [MPa]	σ_c [MPa]	τ_c [MPa]	Rezistența la oboseală [MPa]		
						încovoiere σ_{-1}	Tracțiune σ_{-lt}	Răsucire τ_{-1}
OL50	500/2-	160	500	270	(0,58...0,65) σ_c	240	175	140
OL60	80	185	600	300		280	200	160
OLC15	"	120	380	230		170	120	85
OLC45	880-80	197	620	360		270	200	160
OLC60	"	220	720	400		300	260	200
40Cr10	"	235	1000	800		500	410	300
41MoCr11	791-80	270	950	750		480	350	300
41CrNi12	"	217	1000	850		450	380	270
18MnCr10	"	207	850	650		340	290	190
18MoCrNi13	"	217	850	650		340	290	190

Pentru solicitări ușoare și medii se recomandă oțelurile carbon obișnuite, mărcile: OL50 sau OL60 (STAS 500/2-80). Pentru solicitări medii cu cerințe de durabilitate pentru fusuri se recomandă oțelurile carbon de calitate cu tratament de îmbunătățire, mărcile: OLC35, OLC45, OLC60 (STAS 880-80). Pentru arbori cu solicitări importante sau când se impun

restricții deosebite de gabarit și greutate se recomandă oțelurile aliate de îmbunătățire, mărcile: 33MoCr11, 41MoCr11 sau 41CrNi12 (STAS 791-80). În cazul în care se impun condiții de duritate ridicată fusurilor, arborii se vor executa din oțeluri carbon de cementare, mărcile: OLC10, OLC 15 (STAS 880-80), sau oțelurile aliate de cementare, mărcile: 18MnCr10, 18MoCrNi13 (STAS 791-80).

Tabelul 6.2

Materialul	σ_r [MPa]	Rezistența admisibilă la oboseală [MPa]		
		răsucire	încovoiere	
		$\tau_{at(0)}$	$\sigma_{af(0)}$	$\sigma_{af(-1)}$
Oțel carbon obișnuit și de calitate	500	60	75	45
	600	78	95	55
	700	96	110	65
Oțel aliat	800	64	130	75
	1000	75	150	90

Principalele caracteristici mecanice ale oțelurilor uzuale utilizate la execuția arborilor se dau în tabelul 6.1, iar în tabelul 6.2 sunt prezentate tensiunile admisibile pentru aceleași categorii de materiale, utilizate în calculele de dimensionare.

6. 2 Dimensionarea arborilor

Dimensionarea arborilor se poate efectua pe baza următoarelor variante:

A. Determinarea diametrelor arborelui în punctele importante, ținându-se seama de solicitările reale și natura acestor solicitări (tipul ciclului de solicitare), stabilirea formei geometrice a arborelui prin corelarea dimensiunilor obținute și verificarea la oboseală în secțiunile cu concentratori puternic soliciitate, ținându-se seama de felul și natura concentratorului.

B. Stabilirea formei geometrice a arborelui pornind de la un diametru preliminar calculat și verificarea arborelui astfel dimensionat în secțiunile cu solicitări maxime, ținându-se seama de solicitările reale, de natura acestor solicitări și de concentratorii de tensiuni ce pot produce ruperea prin oboseală a

arborelui.

Determinarea preliminară a diametrului arborelui se face pe baza unui calcul simplificat, considerând numai solicitarea la răsucire (v. rel. 5.7 și 5.8, § 5.3.1). Valoarea adoptată pentru $\tau_{at(0)} = (20 \dots 25)$ MPa, ține seama de solicitarea suplimentară la încovoiere a arborelui. Diametrul astfel obținut, pentru varianta "B", reprezintă diametrul capătului de arbore pentru arborele de intrare sau de ieșire, de la care se pornește la stabilirea celorlalte dimensiuni, pe baza recomandărilor de la § 6.3. În cazul reductoarelor cu mai multe trepte arborii intermediari se vor dimensiona fie pornind de la un diametru preliminar, fie pe baza solicitărilor reale, corelând dimensiunile obținute cu cele de la ceilalți arbori.

Atât pentru calculele de dimensionare cât și pentru cele de verificare (în funcție de metoda adoptată) este necesară cunoașterea încărcării arborilor, ce depinde de tipul reductorului de turație și de felul angrenajelor.

6. 2. 1 Stabilirea schemelor de încărcare.

a) Reductoare cu o treaptă de roți dințate cilindrice cu dinți înclinați.

În fig. 6.1 se prezintă arborii I și II cu organele de mașini ce transmit puterea mecanică, precum și forțele din angrenaj și din transmisia prin curele care solicită arborii. Se consideră că angrenarea se petrece în plan orizontal, axele arborilor fiind paralele în acest plan. Din aceeași figură rezultă încărcarea arborilor în plan vertical (V) și în plan orizontal (H). Reazemele arborelui I, care corespund jumătății lățimii rulmenților, au fost notate cu 2 și 4; iar zonele în care se montează organele ce transmit momentul de torsiune și puterea, cu 1 și 3, aceste puncte corespunzând jumătății lățimii roții de curea, respectiv jumătății lățimii pinionului. Distanțele dintre reazeme și punctele de aplicație a forțelor λ'_1 și λ'_2 se stabilesc cu relațiile: (v. fig.5.1).

$$\begin{aligned}\lambda'_1 &= \frac{\lambda_3}{2} + \lambda_2 + \lambda_4 + \frac{\lambda_5}{2}; \\ \lambda'_2 &= \frac{\lambda_5}{2} + \lambda_1 + \Delta + \frac{b_1}{2}.\end{aligned}\tag{6.1}$$

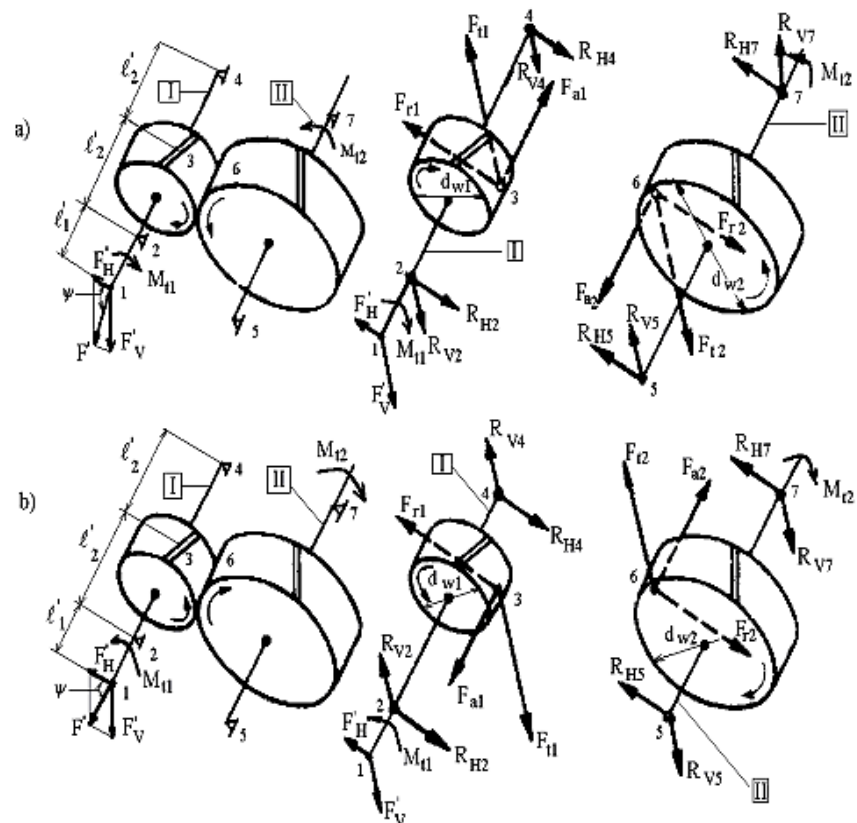
unde $\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3, \lambda_4, \lambda_5, \Delta$ sunt dimensiuni stabilite la § 5.3.1;

λ_3 - lăţimea roţii de curea (v. rel.3.23);

b_1 - lăţimea roţii dinţate conducătoare (v. tabelul 4.8).

Pentru arborele II, datorită condiţiei de aliniere a reazemelor distanţa de la reazemele 5 şi 7 la punctul de aplicaţie al forţelor 6, va fi λ'_2 .

Observaţie: La angrenajele cu roţi dinţate cilindrice cu dinţi dreپی schema de încărcare este asemănătoare, cu observaţia că $F_{a1} = F_{a2} = 0$.



a - sens de rotație pinion stânga – dreapta, înclinare dinte dreapta;

b - sens de rotație pinion dreapta – stânga, înclinare dinte dreapta

Fig.6.1

b) Reductoare cu o treaptă de roți dințate conice cu dinți drepi.

Pentru acest tip de angrenaj schema de încărcare a arborilor se

prezintă în fig. 6.2, pentru poziția roții conduse în partea stângă a axei pinionului (v.fig.5.2); iar în fig. 6.3 pentru poziția roții conduse în partea dreaptă a axei pinionului (poziție opusă celei din fig.5.2, capătul arborelui de ieșire fiind în partea opusă). Se consideră că angrenarea se realizează în plan orizontal.

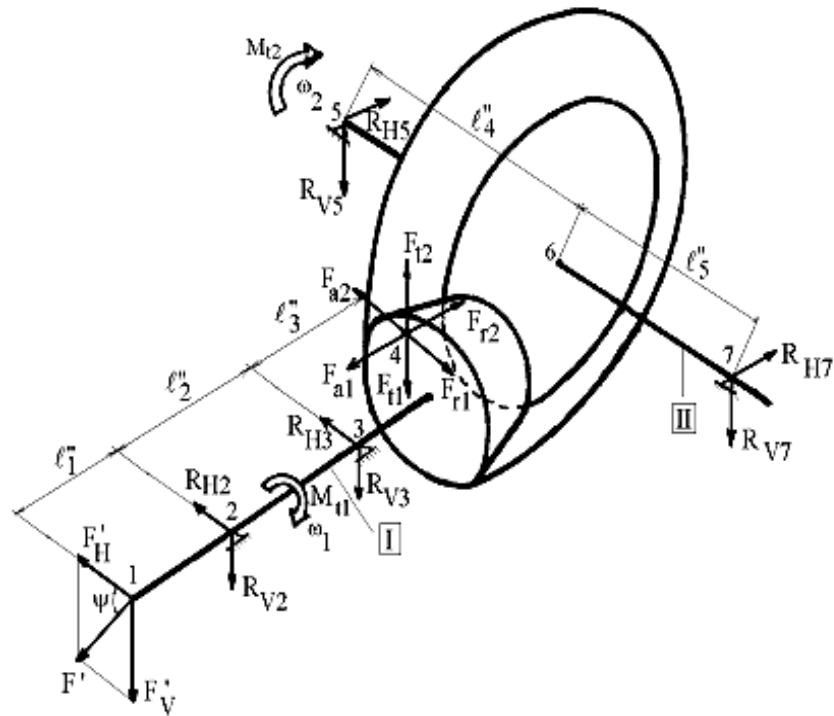


Fig.6.2

Distanțele dintre reazeme și punctele de aplicație a forțelor se stabilesc cu relațiile: (v. fig.5.2):

$$\begin{aligned}\lambda_1'' &= \frac{\lambda_3}{2} + \lambda_2 + \lambda_4 + \frac{\lambda_5}{2}; \\ \lambda_2'' &= (2 \dots 3) \cdot d_I; \\ \lambda_3'' &= \frac{\lambda_5}{2} + \lambda_1 + \Delta + \left(a + \frac{b}{2}\right) \cos \delta_1.\end{aligned}\tag{6.2}$$

Pentru arborele de ieșire din reductor distanțele vor fi:

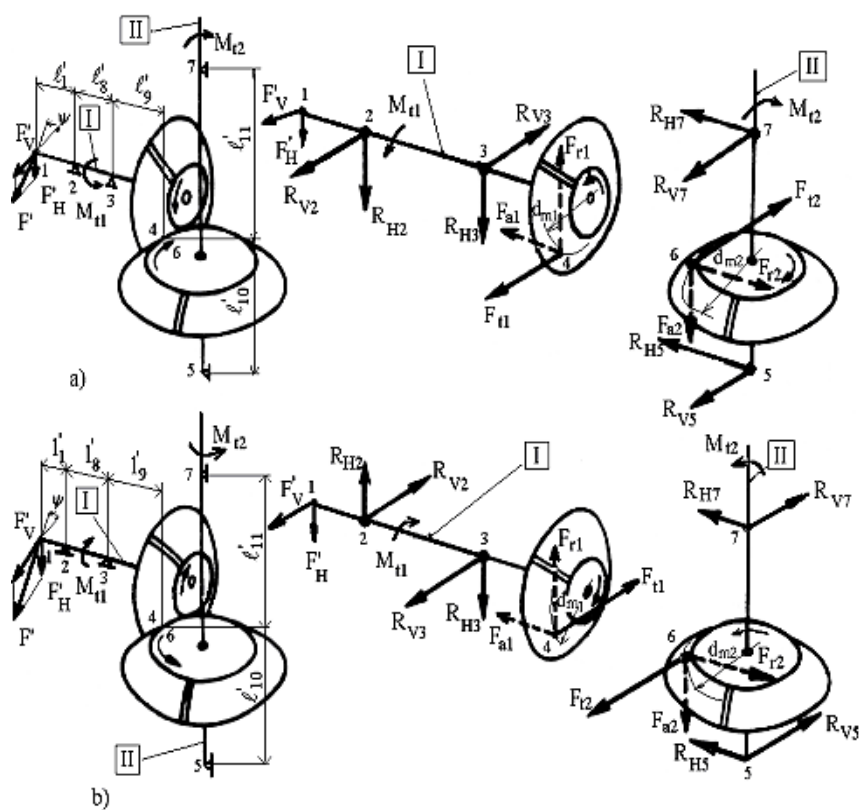
$$\lambda_4'' = \frac{\lambda_5}{2} + \lambda_1 + \Delta + \left(a + \frac{b}{2}\right) \cos \delta_2; \quad (6.3)$$

$$\lambda_5'' = \frac{\lambda_5}{2} + \lambda_1 + \Delta + \frac{b}{2} \sin \delta_1 + d_{m1}.$$

unde: $\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3, \lambda_4, \lambda_5, \Delta$ sunt dimensiuni stabilite la § 5.3.1;

a - dimensiune stabilită la § 4.4.4, fig. 4.15;

d_{m1}, b - elemente geometrice ale roții conducătoare conice (v. tabelul 4.11).



a - sens de rotație pinion dreapta –stânga, dantură dreaptă;

b - sens de rotație pinion stânga – dreapta, dantură dreaptă.

Fig.6.3

Distanțele dintre reazeme și punctele de aplicație a forțelor se stabilesc prin analogie cu cele din fig. 6.2, utilizând cotele din fig. 5.2.

Astfel: $\lambda'_1 = \lambda''_1$; $\lambda'_8 = \lambda''_2$; $\lambda'_9 = \lambda''_3$; $\lambda'_{10} = \lambda''_4$; $\lambda'_{11} = \lambda''_5$.

c) Reductoare cu două trepte de roți dințate cilindrice

Pentru acest tip de reductor schema de încărcare a arborilor se prezintă în fig. 6.4. Arborii reductorului sunt paraleli în plan orizontal, deci angrenarea se va realiza în același plan. Distanțele dintre reazeme și punctele de aplicație a forțelor se stabilesc pe baza relațiilor de mai jos, utilizând notațiile din fig. 5.3. Reazemele sunt la jumătatea lățiiimii rulmenților, iar punctele de aplicație a forțelor la jumătatea lățiiimii roților dințate.

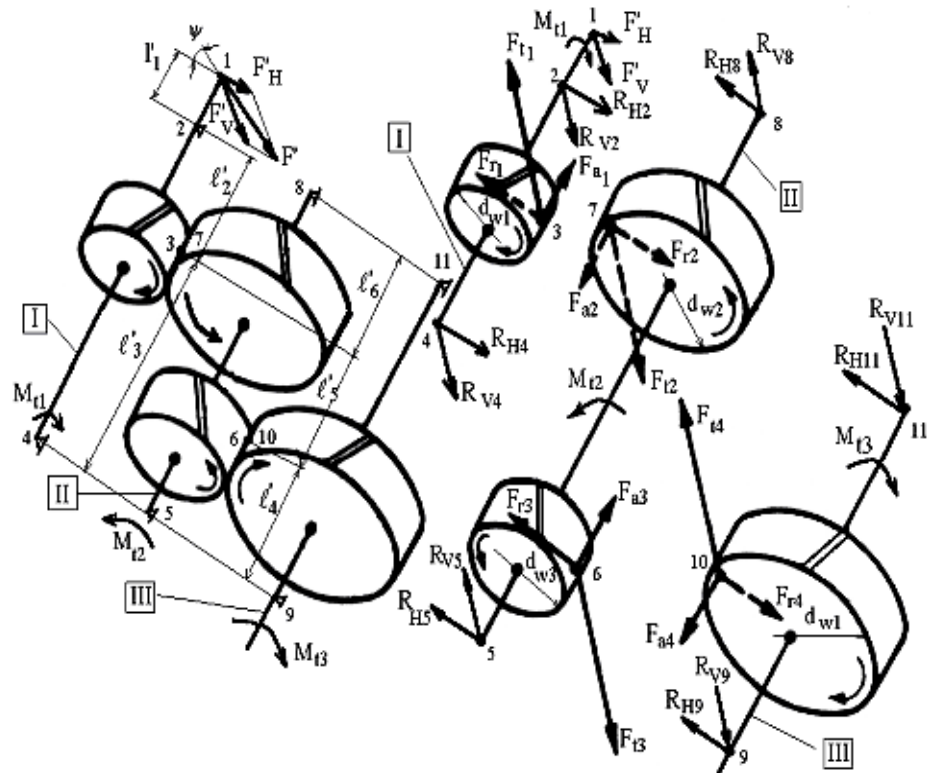


Fig.6.4

$$\begin{aligned}
\lambda'_1 &= \frac{\lambda_3}{2} + \lambda_2 + \lambda_4 + \frac{\lambda_5}{2}; \\
\lambda'_2 &= \frac{\lambda_5}{2} + \lambda_1 + \Delta + \frac{b_1}{2}; \\
\lambda'_3 &= \frac{b_1}{2} + 2\Delta + b_3 + \lambda_1 + \frac{\lambda_5}{2} = \lambda'_4 + \lambda'_5; \\
\lambda'_4 &= \frac{\lambda_5}{2} + \lambda_1 + \Delta + \frac{b_3}{2}; \\
\lambda'_5 &= \frac{b_3}{2} + \Delta + \frac{b_1}{2}; \\
\lambda'_6 &= \lambda'_2.
\end{aligned} \tag{6.4}$$

d) Reductoare cu două trepte conico-cilindrice.

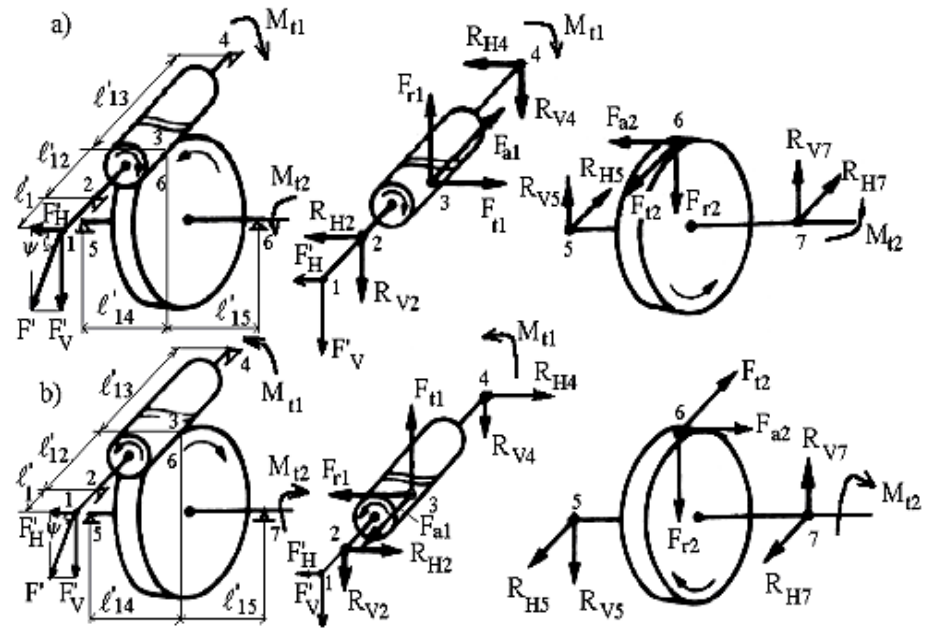
Pentru acest tip de reductor schema de încărcare a arborilor se va realiza utilizând schemele prezentate pentru roți conice (fig.6.2 și fig.6.3) și cele prezentate pentru roți cilindrice (fig.6.1), în funcție de sensul de rotație al arborilor. Distanțele de la reazeme la punctele de aplicație a forțelor se vor stabili utilizând notațiile din fig. 5.4.

e) Reductoare melcate.

Tipul de reductor de referință este cel prezentat în fig. 5.5, melcul aflându-se în partea superioară, iar angrenarea realizându-se în plan vertical. Pentru acest tip de reductor schema de încărcare a arborilor este cea prezentată în fig. 6.5. Distanțele de la reazeme la punctele de aplicație a forțelor se vor stabili pe baza relațiilor de mai jos, utilizând notațiile din fig. 5.5.

$$\begin{aligned}
\lambda'_1 &= \frac{\lambda_3}{2} + \lambda_2 + \lambda_4 + \frac{\lambda_5}{2}; \\
\lambda'_{12} = \lambda'_{13} &= \frac{\lambda_5}{2} + \lambda_1 + \Delta + \frac{d_{a2}}{2}; \\
\lambda'_{14} = \lambda'_{15} &= \frac{\lambda_5}{2} + \lambda_1 + \Delta + \frac{b_2}{2}.
\end{aligned} \tag{6.5}$$

unde: d_{a2} și b_2 – elemente geometrice ale roții melcate (v. tabelul 4.23).



a-sens de rotație melc stânga – dreapta, înclinare elice dreapta;
b-sens de rotație melc dreapta – stânga, înclinare elice dreapta

Fig.6.5

6. 2. 2 Determinarea solicitărilor arborilor

Arborii reductoarelor prezentate sunt solicitați la încovoiere, datorită momentelor încovoiitoare create de forțele din angrenare și din transmisia prin curele și la torsiune, datorită momentelor transmise de la motorul de acționare la mașina de lucru, prin intermediul transmisiei prin curele și a angrenajelor.

Solicitățile la încovoiere variază adesea după un ciclu alternant simetric. Momentele de torsiune sunt uneori constante, alteori oscilante, fără a-și schimba semnul. Se estimează că solicitarea la torsiune variază după un ciclu pulsator. Totuși adesea, la predimensionări, se consideră că și solicitarea la torsiune este alternantă (corectarea momentului echivalent calculat prin coeficientul α).

Forțele F_{t1}, F_{r1} și F_{a1} au fost calculate pentru toate tipurile de angrenaje în cap.4, § 4.3. Arborele principal al reductorului, pentru variantele tratate este sollicitat și de forțele cu care transmisia prin curele încarcă arborele și se vor calcula cu relațiile:

$$F'_v = F' \sin \psi; \quad F'_H = F' \cos \psi. \quad (6.6)$$

unde: F' - rezultanta ce încarcă arborele condus, calculată în § 3.5, tabelul 3.5;

Ψ - unghiul rezultantei cu planul orizontal, calculat în §3.5, tabelul 3.5.

Greutatea roții de cureauă conduse, montată pe arborele de intrare în reductor se poate neglija, sau în cazul în care se va ține seama de ea se va lua în considerare la încărcarea în plan vertical a arborelui și se determină cu relația:

$$G = \rho \cdot V \cdot g \cdot K \quad [N] \quad (6.7)$$

unde $\rho = 7,8 \cdot 10^3 \text{ [kg/m}^3\text{]}$ este densitatea materialului din care este confecționată roata, iar V - volumul roții, calculat cu relația:

$$V = \frac{\pi d_{ext2}^2}{4} \cdot \lambda \quad [m^3] \quad (6.8)$$

în care d_{ext2} și λ s-au calculat în § 3.21, relațiile (3.25) și (3.26); $g = 9,81 \text{ [m/s}^2\text{]}$ - accelerația gravitațională; $K = (0,4...0,6)$ - coeficient de utilizare a volumului.

Momentele de torsiune au fost calculate pentru fiecare arbore, în § 2.5.

Este de observat, din schemele prezentate anterior, că forțele care încarcă arborii nu sunt în același plan, unele acționează în plan vertical (V), altele în plan orizontal (H). În acest caz pentru calculul reacțiunilor și pentru predimensionarea la rezistență a arborelui, se va reprezenta încărcarea fiecărui arbore cu forțe, separat în cele două plane, indicându-se și variația momentului de torsiune transmis (este necesară trasarea variației momentului de torsiune transmis deoarece pot exista tronsoane care nu sunt sollicitate la torsiune).

Pentru exemplificare în figura 6.6 se vor prezenta în continuare schemele de încărcare în cele două plane, a arborilor prezentați în figura 6.1, pe baza cărora se va prezenta metodologia de lucru, procedându-se asemănător pentru fiecare tip de reductor

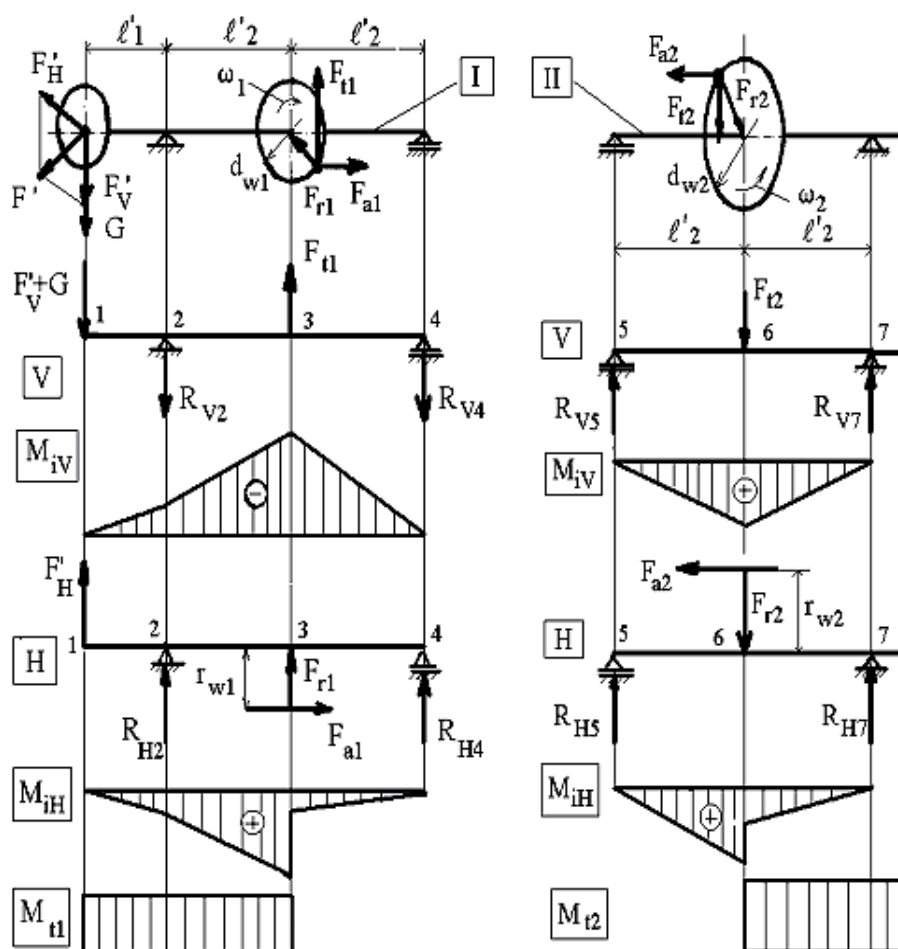


Fig.6.6

Practic, determinarea solicitărilor arborilor cuprinde etapele:

1. Stabilirea schemei de forțe care solicită arborele la încovoiere și a momentelor de torsiune active.

Se vor utiliza schemele prezentate în fig. 6.1; 6.2; 6.3; 6.4; 6.5 și se va reprezenta încărcarea fiecărui arbore în plan vertical și orizontal ca în fig. 6.6., inclusiv variația momentului de torsiune; arborele fiind asimilat cu o grindă simplu rezemată.

2. Determinarea reacțiunilor în cele două plane.

Se vor determina analitic componentele R_V și R_H ale reacțiunilor corespunzătoare reazemelor și se va reprezenta sensul lor real.

3. Determinarea analitică și grafică a momentelor încovoietoare.

Se vor calcula momentele încovoietoare în punctele caracteristice ale grinzii, corespunzătoare încărcării din cele două plane, și se va trasa linia de variație a lor de-a lungul arborelui (diagramele M_{iV} și M_{iH}). Calculul se va efectua în conformitate cu noțiunile studiate la disciplina "Rezistența materialelor".

4. Calculul momentului încovoietor rezultat M_{ij} .

Se determină momentul încovoietor rezultat în fiecare punct important, relația 6.9, prin însumarea geometrică a componentelor M_{iV} și M_{iH} corespunzătoare, din cele două plane:

$$M_{ij} = \sqrt{M_{iV}^2 + M_{iH}^2}, \text{ unde } j = 2, 3, 4, \dots \quad (6.9)$$

5. Calculul momentelor încovoietoare echivalente M_{ej} .

Momentul echivalent se determină cu considerarea momentului încovoietor și a celui de răsucire în fiecare punct. Pentru a nu rezulta diametre inutile de mari și, implicit o risipă de material, se recomandă să se ia în considerare natura ciclurilor de solicitare ale momentului încovoietor și de răsucire. Momentul echivalent se determină cu relația:

$$M_{ej} = \sqrt{M_{ij}^2 + (\alpha M_{tj})^2}, \text{ unde } j = 2; 3; 4, \dots \quad (6.10)$$

unde α este coeficient ce ține seama de faptul că solicitarea de încovoiere se desfășoară după un ciclu alternant simetric ($R = -1$), iar cea de torsiune după un ciclu pulsator ($R=0$).

$$\alpha = \frac{\sigma_{ai(-1)}}{\sigma_{ai(0)}}, \quad (6.11)$$

în care: $\sigma_{ai(-1)}$ și $\sigma_{ai(0)}$ sunt caracteristice materialului arborelui și se extrag din tabelul 6.2.

6. 2. 3 Determinarea diametrelor în punctele importante

Acest paragraf este valabil pentru situația în care se adoptă metodologia prezentată la varianta “A” în § 6.2, mai întâi procedându-se la determinarea diametrelor în punctele caracteristice și apoi pe baza lor urmând a se stabili forma constructivă a arborelui, pe baza recomandărilor din § 6.3. Determinarea diametrelor în punctele importante presupune:

1. *Stabilirea materialului și alegerea corespunzătoare a rezistențelor admisibile.*

Materialul arborelui se va alege conform recomandărilor de la § 6.1, caracteristicile mecanice corespunzătoare se vor adopta conform tabelelor 6.1 și 6.2.

2. *Calcularea diametrelor.*

Diametrele se calculează pentru fiecare punct caracteristic al arborelui, utilizându-se relațiile:

- dacă pe porțiunea respectivă $M_{ij} \neq 0$ și $M_{ij} \neq 0$

$$d_j \geq \sqrt[3]{\frac{32M_{ej}}{\pi\sigma_{ai(-1)}}} \quad [mm], \quad (6.12)$$

unde: M_{ej} - momentul încovoiitor echivalent în punctul respectiv, în N.mm;

$\sigma_{ai(-1)}$ - tensiunea admisibilă la încovoiere pentru un ciclu alternant simetric, în MPa, dată în tabelul 6.2.

- dacă pe porțiunea respectivă $M_{ij}=0$ și $M_{ij} \neq 0$

$$d_j \geq \sqrt[3]{\frac{16M_{tj}}{\pi\tau_{at(0)}}} \quad [mm], \quad (6.13)$$

în care: M_{tj} - momentul de torsiune în punctul respectiv, în N.mm;

$\tau_{at(0)}$ - tensiunea admisibilă la torsiune pentru ciclu pulsator, în MPa, dată în tabelul 6.2.

Diametrele calculate cu relațiile de mai sus se rotunjesc la valori imediat superioare, de preferință din șirul de valori cuprinse în STAS 8724/2-84 (v. § 5.3.1).

6.2.4 Verificarea arborelui.

Acest paragraf este valabil pentru situația în care se adoptă metodologia prezentată la varianta “B” în § 6.2, mai întâi procedându-se la stabilirea formei constructive a arborelui, pe baza recomandărilor din § 6.3, urmând apoi verificarea arborelui în punctele caracteristice, cu solicitări importante. Verificarea arborelui presupune:

1. *Stabilirea materialului și alegerea corespunzătoare a rezistențelor admisibile.*

Materialul arborelui se va alege conform recomandărilor de la § 6.1, caracteristicile mecanice corespunzătoare se vor adopta conform tabelelor 6.1 și 6.2.

2. *Determinarea tensiunilor efective.*

Pentru determinarea tensiunilor efective se utilizează relația (6.14), în punctele în care arborele este solicitat compus și relația (6.15), în punctele în care arborele este solicitat numai la torsiune (capetele de arbori).

$$\sigma_{ij} = \frac{M_{ej}}{W_j} \leq \sigma_{ai(-1)}; \quad (6.14)$$

$$\tau_{tj} = \frac{M_{tj}}{W_{pj}} \leq \tau_{at(0)}, \quad (6.15)$$

unde: M_{ej} , M_{tj} , $\sigma_{ai(-1)}$ și $\tau_{at(0)}$ au aceleași semnificații ca în relațiile anterioare;

W_j – modulul de rezistență axial, corespunzător secțiunii cu diametrul d_j solicitată de momentul M_{ej} ;

W_{pj} – modulul de rezistență polar, corespunzător secțiunii cu diametrul d_j solicitată de momentul M_{tj} .

6. 3 Forma constructivă a arborilor

Forma constructivă a arborelui rezultă din secțiunile de bază ale căror diametre au fost determinate anterior și din modificările care se aduc, ținând seama de organele de mașină care se aplică pe arbore, de montajul, fixarea axială și solidarizarea lor.

În cele ce urmează se vor prezenta câteva modele de arbori și unele recomandări privind stabilirea formei.

6. 3. 1 Reductor cu roți cilindrice cu dinți înclinați.

Modelele de arbori prezentate sunt pentru reductorul cu o treaptă de roți dințate (desen de ansamblu Anexa 1, respectiv fig.5.1).

Arborele I

Pentru a se stabili forma constructivă a arborelui este necesar să se verifice varianta de montaj a pinionului pe arbore. Astfel dacă are loc inegalitatea: $d_{f1} - d_3 \geq 20$ mm, pentru arbore se va adopta soluția constructivă din figura 6.7, pinionul montându-se pe arbore cu pană. (unde d_{f1} este diametrul de picior al roții dințate z_1 ce urmează a fi montată pe arbore, v. tabelul 4.6; iar d_3 este diametrul tronsonului de arbore pe care se montează pinionul).

Dacă $d_{f1} - d_3 < 20$ mm, se va adopta soluția constructivă arbore - pinion, figura 6.8 (arborele I și roata dințată z_1 vor face corp comun). În această situație porțiunea umărului de sprijin (de dimensiuni d_{34} și c , fig.6.7) se va elimina și nu este necesar canalul de pană. Deși materialul arborelui se modifică (fiind identic cu cel al roții dințate) diametrele stabilite cu relațiile (5.7), (6.12) și (6.13) se păstrează.

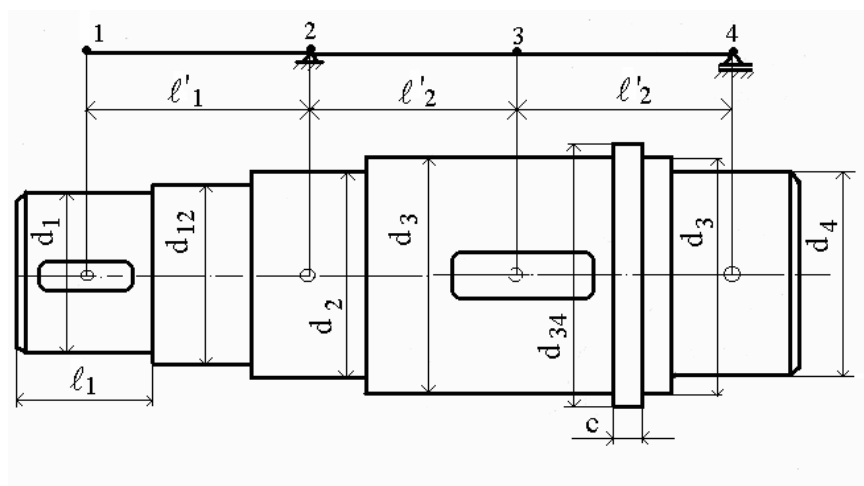


Fig.6.7

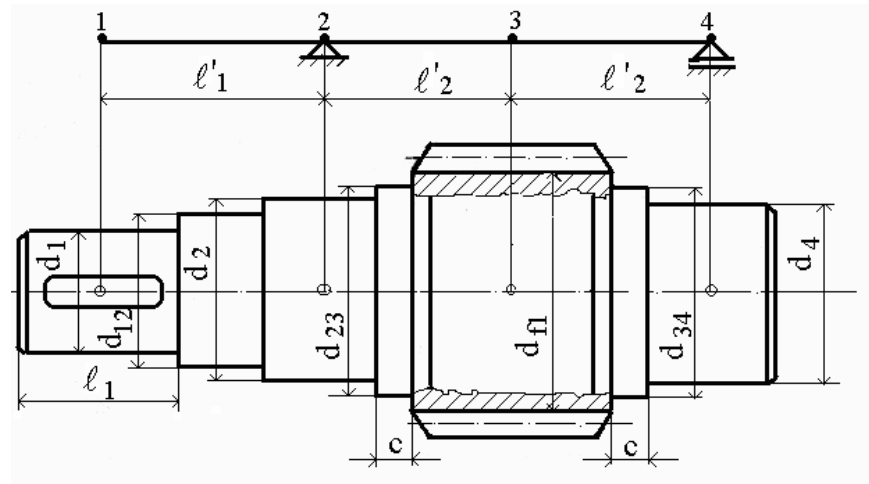


Fig.6.8

Valorile diametrelor pentru figura 6.7 se vor adopta constructiv ținând cont de următoarele recomandări:

Diametrul capătului de arbore se poate adopta în funcție de variantele de lucru prezentate în § 6.2, astfel:

$d_1 = d_j$ (calculat cu relația 6.13), pentru varianta A;

$d_1 = d_1$ (calculat cu relația 5.7), pentru varianta B;

Restul dimensiunilor se adoptă constructiv pornind de la acest diametru, astfel:

$d_{12} = d_1 + (3...5) \text{ mm}$ (se va corela cu tabelul 7.2 sau 7.3)

$d_2 = d_{12} + (3...5) \text{ mm}$ (multiplu de 5)

$d_3 = d_2 + (2...4) \text{ mm}$

$d_{34} = d_3 + (5...7) \text{ mm}$

$d_4 = d_2$ (deoarece se utilizează aceeași serie de rulmenți)

$c = \min. 5 \text{ mm}$ (poate rezulta diferit de valoarea recomandată ca urmare a reprezentării la scară a pieselor montate pe arbore, în desenul de ansamblu al reductorului).

Pentru figura 6.8, valorile diametrelor d_1 , d_{12} , d_2 , d_4 se aleg utilizând indicațiile de mai sus, iar $d_{23} = d_{34}$ se vor adopta cu condiția să rezulte mai mici ca d_{fl} , astfel:

$$d_{23} = d_{34} = d_2 + (3...5) \text{ mm}$$

Observație: Toate valorile adoptate trebuie să fie numere întregi. Dimensiunea rezultată pentru d_{12} se va corela cu valorile din tabelul 7.4 sau 7.5, fiind diametrul de montaj al elementului de etanșare din capacul lagărului. Valoarea diametrului d_2 , fiind cotă de montaj pentru rulment, este necesar să fie multiplu de 5. Se va verifica ca valorile obținute pentru diametrele d_2 ; d_3 să fie mai mari decât cele calculate cu relația (6.12).

Arborele II

Forma arborelui se recomandă a fi cea din figura 6.9 , iar diametrele se vor adopta constructiv conform recomandărilor:

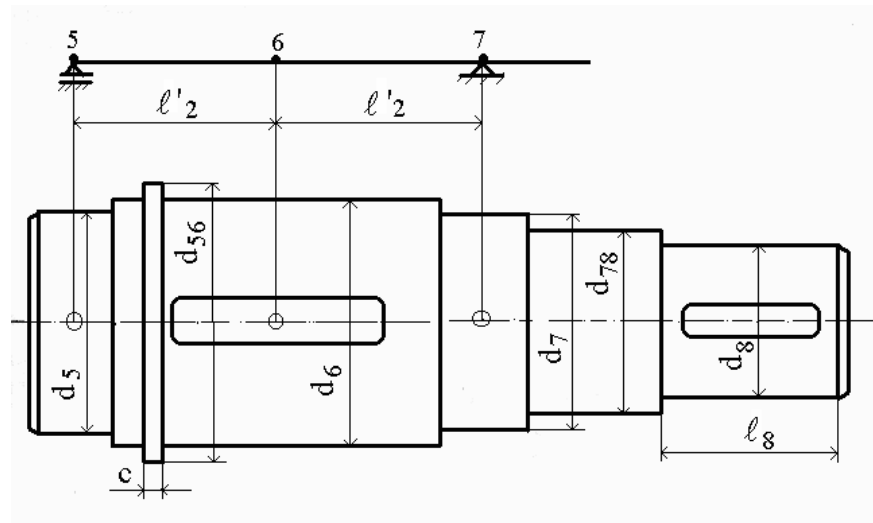


Fig.6.9

$d_8 = d_j$ (calculat cu relația 6.13), pentru varianta A;

$d_8 = d_{II}$ (calculat cu relația 5.7), pentru varianta B;

$d_{78} = d_8 + (3...5) \text{ mm}$ (se va corela cu tabelul 7.4, fig.7.6)

$d_7 = d_{78} + (3...5) \text{ mm}$ (multiplu de 5)

$d_6 = d_7 + (2...4) \text{ mm}$

$d_{56} = d_6 + (5...7) \text{ mm}$

$d_5 = d_7$ (deoarece se utilizează aceeași serie de rulmenți)

$c = (4...7) \text{ mm}$

l_1 - se alege conform STAS 8724/2-81, privind dimensiunile capetelor de arbori cilindrici, din tabelul 6.3 în funcție de d_1 .

l_8 - se adoptă conform dimensiunii λ_3 din tabelul 8.2, dacă pe capătul de arbore se montează semicupla unui cuplaj elastic cu bolțuri; în caz contrar se adoptă conform tabelului 6.3.

Tabelul 6.3

d_1 mm	20	22	24	25	28	30	32	35	38	40	42	45	48	50	56	60-75
l_1 mm	36			42		58				82						105

Observație: Se va ține cont ca valorile stabilite pentru d_6 să fie mai mari decât cele calculate cu relația (6.12). Toate dimensiunile adoptate trebuie să fie numere întregi.

6. 3. 2 Reductor cu roți conice cu dinți drepecți

Modelele de arbori prezentate sunt pentru reductorul cu o treaptă de roți dințate (desen de ansamblu Anexa 2, respectiv fig.5.2).

Arborele I

Pentru a se adopta varianta constructivă a arborelui se fac următoarele verificări.

- Dacă $d_{f1} - d_4 \geq 20$ mm se va adopta pentru arbore soluția din figura 6.10 (pinion montat pe arbore cu pană)

$$d_{f1} = d_{fe1} - 2b \sin \delta_1$$

unde: d_{fe1} - diametrul cercului de picior exterior ; b - lățimea pinionului; δ_1 - semiunghiul conului primitiv al pinionului (v. tabelul 4.11).

- Dacă $d_{f1} - d_4 < 20$ mm se va adopta pentru arbore soluția din figura 6.11 (arbore pinion, adică arborele face corp comun cu pinionul). In această situație pe tronsonul cu diametrul d_4 se va elimina canalul de pană.

Deși materialul arborelui se modifică (fiind același cu cel al pinionului)

diametrele stabilite cu relațiile (5.7); (6.12) și (6.13) se păstrează.

Pentru forma constructivă prezentată în figura 6.10, valorile diametrelor se vor adopta constructiv ținând cont de următoarele recomandări:

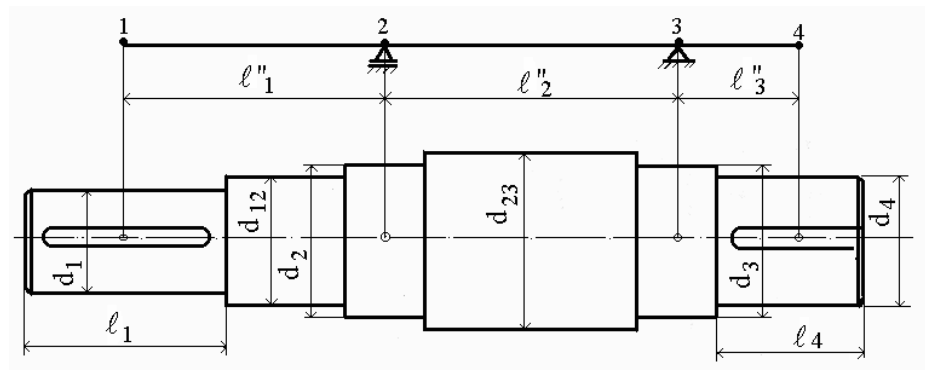


Fig.6.10

$d_1 = d_j$ (calculat cu relația 6.13), pentru varianta A;

$d_1 = d_I$ (calculat cu relația 5.7), pentru varianta B;

$d_{12} = d_1 + (3...5) \text{ mm}$ (se va corela cu tabelul 7.4 sau 7.5, în funcție de tipul etanșării).

$d_2 = d_{12} + (2...4) \text{ mm}$ (multiplu de 5, cotă de montaj rulment)

$d_{23} = d_2 + (3...5) \text{ mm}$

$d_4 = d_2$ (deoarece se utilizează aceeași serie de rulmenți)

$d_3 = d_4 - (5...7) \text{ mm}$

λ_1, λ_4 – conform tabelului 6.3, în funcție de d_1 sau d_4 .

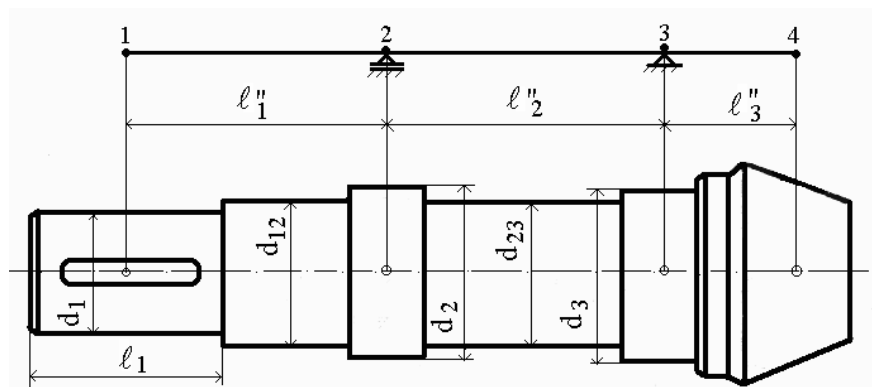


Fig.6.11

Pentru forma constructivă prezentată în figura 6.11 valorile diametrelor d_1 ; d_{12} ; d_2 și d_4 se aleg utilizând indicațiile date în cazul precedent (fig.6.10). Se modifică diametrul d_{23} , deoarece în acest caz ambii rulmenți se montează prin capătul din stânga al arborelui. Astfel:

$$d_{23} = d_2 - (2...4) \text{ mm}$$

Observație: Se va urmări ca valorile stabilite pentru d_1 ; d_2 ; d_3 și d_4 să fie numere întregi și mai mari decât cele calculate cu relațiile (6.12) sau (6.13).

Arborele II

Forma constructivă este prezentată în figura 6.12, valorile diametrelor se vor adopta constructiv ținând cont de următoarele recomandări:

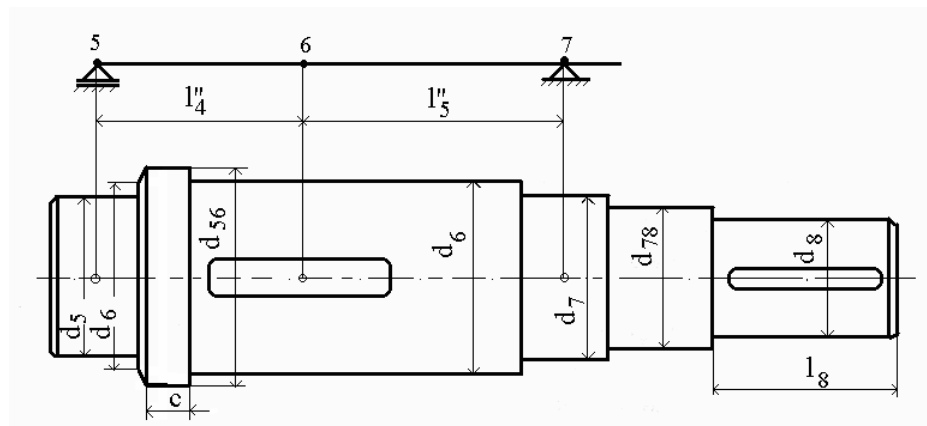


Fig.6.12

$d_8 = d_j$ (calculat cu relația 6.13), pentru varianta A;

$d_8 = d_{II}$ (calculat cu relația 5.7), pentru varianta B;

$d_{78} = d_8 + (3...5) \text{ mm}$ (se va corela cu tabelul 7.4 sau 7.5, în funcție de tipul etanșării).

$d_7 = d_{78} + (2...4) \text{ mm}$ (multiplu de 5, cotă de montaj rulment)

$d_6 = d_7 + (3...5) \text{ mm}$

$d_{56} = d_6 + (5...8) \text{ mm}$

$d_5 = d_6$

l_8 - se adoptă conform dimensiunii l_3 din tabelul 8.2, dacă pe capătul de arbore se montează semicupla unui cuplaj elastic cu bolțuri, dacă nu se adoptă conform tabel 6.3.

Observație: Se va ține cont ca valorile stabilite pentru d_6 , să fie mai mari decât cele calculate cu relațiile (6.12). Valorile adoptate vor fi numere întregi.

6.3.3 Reductor melcat

Modelele de arbori prezentate sunt pentru reductorul cu o treaptă de roți dințate (desen de ansamblu Anexa 5, respectiv fig.5.5).

Arborele I

Forma constructivă prezentată în figura 6.13 corespunde situației în care melcul face corp comun cu arborele. Valorile diametrelor se vor adopta constructiv ținând cont de următoarele recomandări:

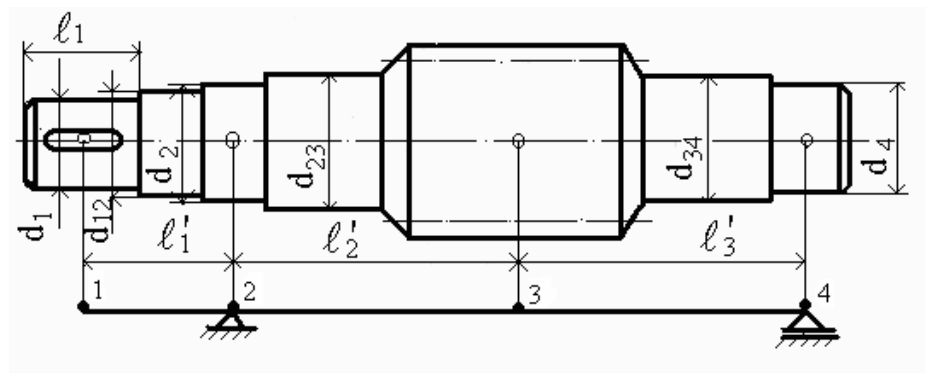


Fig.6.13

$d_1 = d_j$ (calculat cu relația 6.13), pentru varianta A;

$d_1 = d_1$ (calculat cu relația 5.7), pentru varianta B;

$d_{12} = d_1 + (4...6)$ mm (se va corela cu tabelul 7.4)

$d_2 = d_{12} + (2...3)$ (multiplu de 5, cotă de montaj rulment)

$d_{23} = d_{34} = d_2 + (3...5)$ mm

$d_4 = d_2$

λ_1 - se alege din tabelul 6.3 funcție de d_1 .

Observație: Se va ține cont ca valorile stabilite pentru d_6 , d_1 , să fie mai mari decât cele calculate cu relațiile (6.12) (6.13). Valorile adoptate vor fi numere întregi.

Arborele II

Arborele II al roții melcate va avea o formă asemănătoare celei prezentată în figura 6.9, iar diametrele se vor adopta asemănător, avându-se în vedere dimensiunile calculate.

6. 4 Alegerea penelor

Pentru montarea roților de curea, a roților dințate sau a cuplajului pe arbori se vor utiliza pene paralele, acestea având avantajul unei mai bune centrări a elementului rotitor. Transmiterea încărcării se realizează prin zonele de contact dintre fețele laterale ale penei și suprafețele respective ale canalelor din arbore și butuc.

Penele paralele se execută din oțel carbon, mărcile OL50 sau OL60.

În figura 6.14 se prezintă o asamblare cu pană paralelă.

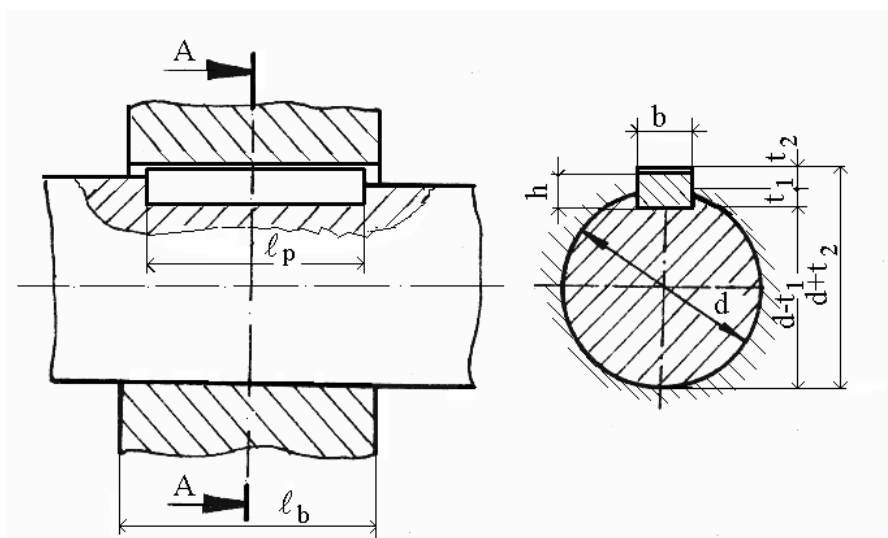


Fig.6.14

În funcție de diametrul tronsonului de arbore pe care se montează roata sau cuplajul, d_j , din tabelul 6.4 se aleg dimensiunile penei ($b \times h$) și ale canalului de pană (t_1 și t_2), conform STAS 1005-71.

Tabelul 6.4

d _j [mm]		Dimensiunile penei [mm]		Dimensiunile canalului [mm]	
peste	până la	b	h	Adâncimea	
				arbore t ₁	butuc t ₂
17	22	6	6	3,5	2,8
22	30	8	7	4,0	3,3
30	38	10	8	5,0	3,3
38	44	12	8	5,0	3,3
44	50	14	9	5,5	3,8
50	58	16	10	6,0	4,3
58	65	18	11	7,0	4,4
65	75	20	12	7,5	4,9
75	85	22	14	9,0	5,4
85	95	25	14	9,0	5,4

6. 4. 1 Calculul lungimii penelor

Forța care acționează în asamblarea cu pană paralelă, se calculează cu relația:

$$F_j = \frac{2 M_{tj}}{d_j \left(1 + \mu \frac{4}{\pi}\right)} \quad [N], \quad (6.16)$$

unde:

M_{tj} - momentul de torsiune la arborele pe care se află pana (N.mm);

d_j - diametrul arborelui pe tronsonul respectiv al asamblării [mm];

$\mu = 0,15$ - coeficient de frecare dintre pană și butucul roții.

Lungimea penelor paralele se calculează din :

a) limitarea presiunii de contact:

$$l_1 \geq \frac{2F_j}{h p_a} \quad [mm], \quad (6.17)$$

unde: h - înălțimea penei, în mm, din tabelul 6.4;

p_a - presiunea admisibilă de contact, pentru sarcini pulsatorii; $p_a =$

(65...100) [N/mm²].

b) condiția de rezistență la tensiunea de forfecare:

$$l_2 \geq \frac{F_j}{b \tau_{af}} \quad [mm] \quad (6.18)$$

unde:

b - lățimea penei [mm] din tab.6.4;

$\tau_{af} = (0,2...0,3) \sigma_c$ - tensiunea admisibilă la forfecare;

σ_c - limita de curgere a materialului penei, din tabelul 6.1.

Având lungimea penei calculată aceasta se va standardiza (STAS 1005-71), impunându-se condiția:

$$l_{st} \geq \max(l_1; l_2) \quad (6.19)$$

Valorile l_{st} se adoptă din tabelul 6.5 (extras din STAS 1005-71).

Tabelul 6.5

b [mm]	h [mm]	l_{st} [mm]													
		6	8	10	12	14	16	18	20	22	25	28	32	36	40
6	6	16	18	20	22	25	28	32	36	40	45	50	56	63	70
8	7	20	22	25	28	32	36	40	45	50	56	63	70	80	90
10	8	25	28	32	36	40	45	50	56	63	70	80	90	100	110
12	8	-	28	32	36	40	45	50	56	63	70	80	90	100	110
14	9	-	-	-	36	40	45	50	56	63	70	80	90	100	110
16	10	-	-	-	-	-	45	50	56	63	70	80	90	100	110
18	11	-	-	-	-	-	-	50	56	63	70	80	90	100	110
20	12	-	-	-	-	-	-	-	56	63	70	80	90	100	110
22	14	-	-	-	-	-	-	-	-	63	70	80	90	100	110
25	14	-	-	-	-	-	-	-	-	-	70	80	90	100	110

Lungimea penei (l_{st}) se va corela cu lățimea butucului roții de curea sau a roții dințate, astfel încât:

$$l_{st} = (0,8...0,9) l_{butuc} \quad (6.20)$$

Observație: În cazul în care l_{st} depășește lățimea posibilă a butucului este necesar să se monteze două pene paralele identice decalate cu un unghi α (se recomandă $\alpha = 180^\circ$ pentru pene paralele).

În acest caz, forța F_j ce solicită pana se determină cu relația:

$$F_j = \frac{M_{tj}}{d_j \left(1 + \mu \frac{4}{\pi} \cos \frac{\alpha}{2} \right)} \quad (6.21)$$

Se determină în continuare lungimea unei pene cu relațiile (6.17) și (6.18) și se standardizează pe baza recomandărilor din relațiile (6.19) și (6.20).

6. 5 Verificarea la oboseală a arborilor

Verificarea la oboseală se face în secțiunile cu o concentrare importantă a tensiunilor (canale de pană, raze de racordare la salturi de diametre etc.) și constă în determinarea coeficientului de siguranță efectiv c și compararea lui cu un coeficient de siguranță admis c_a .

$$c_\sigma = \frac{c_\sigma \cdot c_\tau}{\sqrt{c_\sigma^2 + c_\tau^2}} \geq c_a = 1,5 \dots 2,5 \quad (6.22)$$

în care: c_σ - coeficient de siguranță la oboseală, pentru solicitarea la încovoiere;

c_τ - coeficient de siguranță la oboseală, pentru solicitarea la torsiune.

Se ține seama că solicitarea de încovoiere se produce după un ciclu alternant simetric iar solicitarea de torsiune după un ciclu pulsator.

6. 5. 1 Calculul coeficientului de siguranță c_σ

Coeficientul de siguranță c_σ se calculează cu relația:

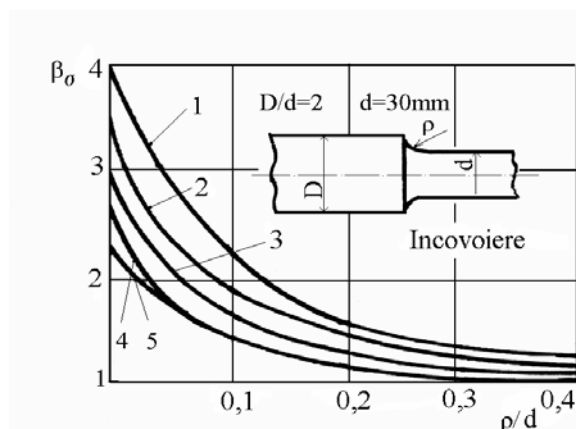
$$c_\sigma = \frac{1}{\frac{\beta_\sigma}{\gamma \cdot \varepsilon_\sigma} \cdot \frac{\sigma_v}{\sigma_{-1}} + \frac{\sigma_m}{\sigma_c}} \quad (6.23)$$

unde: β_σ - coeficient efectiv de concentrare a tensiunilor.

Pentru cazul racordărilor, coeficientul β_σ se prezintă în figura 6.15, iar pentru canal de pană executat cu freză disc sau freză deget în figura 6.19.

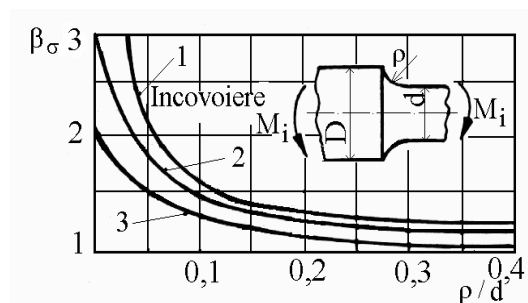
γ - coeficient de calitate al suprafeței (fig.6.20);

ε_σ - factor dimensional (fig.6.18);



a)

1. $\sigma_r = 1200 \text{ MPa}$
2. $\sigma_r = 1000 \text{ MPa}$
3. $\sigma_r = 800 \text{ MPa}$
4. $\sigma_r = 600 \text{ MPa}$
5. $\sigma_r = 400 \text{ MPa}$



b)

Fig.6.15

1. $d = 30-50 \text{ mm}$, oțel aliat cu $\sigma_r = 1200-1400 \text{ MPa}$;
2. $d = 7-16 \text{ mm}$, oțel aliat cu $\sigma_r = 1200-1400 \text{ MPa}$;
2. $d = 30-50 \text{ mm}$, oțel carbon cu $\sigma_r = 500 \text{ MPa}$;
3. $d = 7-16 \text{ mm}$, oțel carbon cu $\sigma_r = 500 \text{ MPa}$;

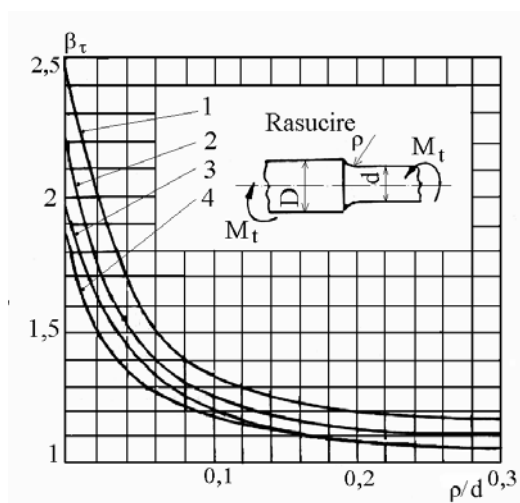


Fig.6.16

1. $D/d = 2$; $\sigma_r = 1200 \text{ MPa}$;
2. $D/d = 1,43$; $\sigma_r = 1000 \text{ MPa}$;
3. $D/d = 1,43$; $\sigma_r = 600-800 \text{ MPa}$;
4. $D/d = 1,43$; $\sigma_r = 400-600 \text{ MPa}$.

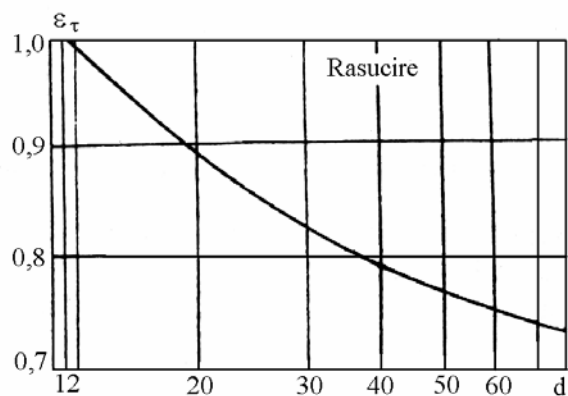
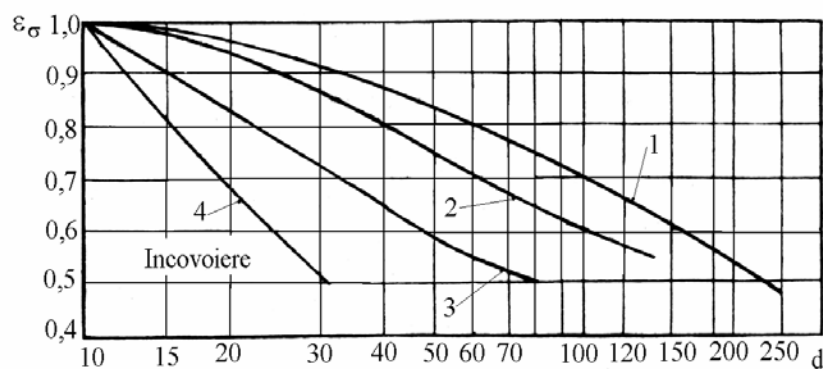


Fig.6.17



1 - oțel carbon, fără concentratori de tensiune; 2- oțel aliat fără concentrări și oțel carbon cu concentrări moderate; 3- oțel aliat cu concentrări moderate; 4- oțel aliat cu concentrări foarte mari.

Fig.6.18

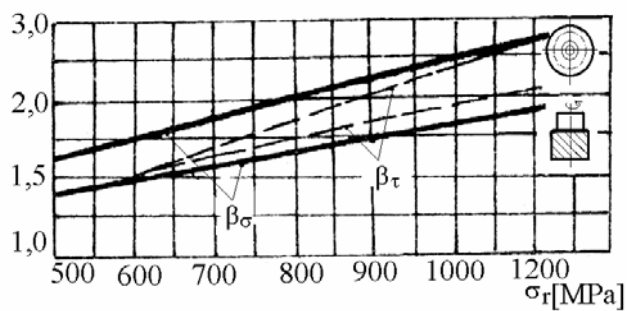


Fig.6.19

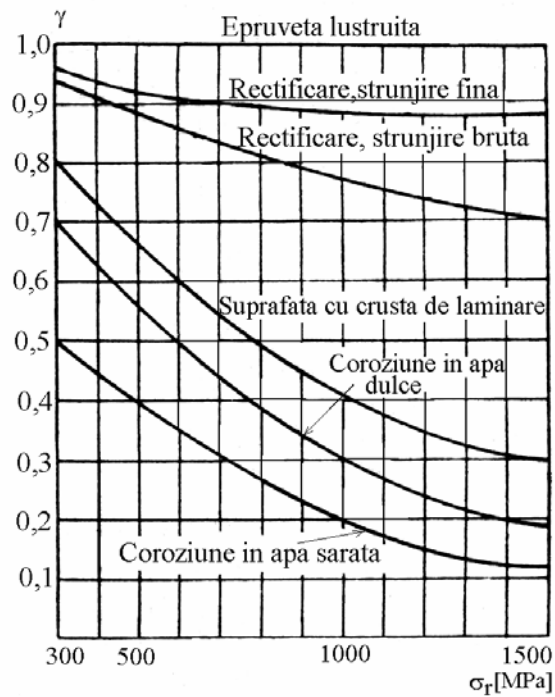


Fig.6.20

σ_v - amplitudinea ciclului de solicitare la încovoiere în secțiunea respectivă, în N/mm^2 :

$$\sigma_v = \frac{M_i}{W_z} \quad [N/mm^2], \quad (6.24)$$

în care: M_i - momentul încovoiitor rezultat în secțiunea în care se face verificarea la oboseală, în N.mm;

W_z – modulul de rezistență axial al secțiunii verificate.

În cazul verificării în zona unui canal de pană, W_z se calculează cu relația:

$$W_z = \frac{\pi d_j^3}{32} - \frac{b \cdot t_1 \cdot (d_j - t_1)^2}{2d_j} \quad [mm^3], \quad (6.25)$$

în care: d_j - diametrul arborelui în zona canalului de pană, în mm;

b ; t_1 - aleși în §6.4, tabelul 6.4;

σ_{-1} - rezistența la oboseală a materialului arborelui, în N/mm^2 , dată în

tabelul 6.1;

σ_m - tensiunea medie la solicitarea de încovoiere a secțiunii respective ($\sigma_m = 0$ ciclul de solicitare fiind alternant simetric).

6. 5. 2 Calculul coeficientului de siguranță c_τ

Coeficientul de siguranță c_τ se calculează cu relația:

$$c_\tau = \frac{1}{\frac{\beta_\tau}{\gamma \cdot \varepsilon_\tau} \cdot \frac{\tau_v}{\tau_{-1}} + \frac{\tau_m}{\tau_c}} \quad (6.26)$$

unde: - β_τ din figura 6.16 pentru racordări și din figura 6.19 pentru canal de pană;

- γ din figura 6.20;

- ε_τ din figura 6.17;

- τ_{-1} și τ_c , în N/mm^2 , din tabelul 6.1

Amplitudinea ciclului la solicitarea pulsatorie:

$$\tau_v = \tau_m = \frac{\tau_{\max}}{2} = \frac{M_t}{2W_p} \quad (6.27)$$

în care: M_t - momentul de torsiune la arborele pentru care se face verificarea, în secțiunea considerată, în N.mm;

W_p - momentul de rezistență polar în secțiunea în care se face verificarea.

$$W_p = \frac{\pi d_j^3}{16} - \frac{b \cdot t_1 \cdot (d_j - t_1)^2}{2d_j} \quad [\text{mm}^3] \quad (6.28)$$

unde termenii au aceeași semnificație ca în relația (6.25).

6. 5. 3 Calculul coeficientului de siguranță global

Coeficientul de siguranță global se va calcula cu relația (6.22). Dacă coeficientul global $c < c_a = (1,5...2,5)$, este necesar să se majoreze diametrele în secțiunile verificate .

Capitolul 7

ALEGEREA RULMENȚILOR

7.1 Alegerea tipului de rulment

În construcția reductoarelor sunt foarte răspândite lagărele cu rulmenți. Rulmenții fiind tipizați, alegerea lor se face după standarde și cataloagele fabricilor producătoare pe baza diametrului fusului arborelui pe care se montează, a sarcinilor pe lagăr și a duratei de exploatare alese inițial.

Pentru a adopta un anumit tip de rulment se va ține seama de: mărimea și sensul solicitării, turație, temperatura de lucru, condiții de montaj și exploatare etc.

Recomandări:

- la încărcări mici se vor utiliza rulmenți cu bile, la încărcări mari, rulmenți cu role;
- la turații mari se utilizează rulmenți cu bile; la turații mai mici, rulmenți cu role;
- când în lagăre există atât încărcare radială cât și axială, se vor utiliza rulmenți radial-axiali;
- când în lagăre există numai încărcare radială sau pe lângă aceasta și o încărcare axială mică, se vor utiliza rulmenți radiali cu bile.

7.2 Stabilirea încărcării rulmenților

Montajul cu rulmenți, indiferent unde este utilizat, trebuie să realizeze fixarea radială și axială în ambele sensuri a arborelui, fără a introduce forțe suplimentare în rulmenți.

Recomandabil este ca rulmenții ce sprijină un arbore să fie aleși identici. Din acest motiv se va lua în considerare rulmentul cel mai încărcat și calculele se vor efectua pentru acesta.

Alegerea rulmenților identici are în vedere posibilitatea inversării sensului de rotație al arborelui, în acest caz schimbându-se direcția forței F_a .

Rulmenții pot fi solicitați numai de forțe radiale sau de forțe radiale și axiale.

Forțele radiale din rulmenți se calculează cu relația:

$$F_{r1(2)} = \sqrt{R_{H1(2)}^2 + R_{V1(2)}^2} \quad (7.1)$$

unde $R_{H1(2)}$ și $R_{V1(2)}$ reprezintă reacțiunile din lagăre în plan orizontal H , respectiv vertical V , calculate în § 6.3.

Rulmenții radiali-axiali cu bile sau cu role conice se pot monta pe arbore în două moduri și anume: în "X" (fig. 7.1) sau în "O" (fig. 7.2).

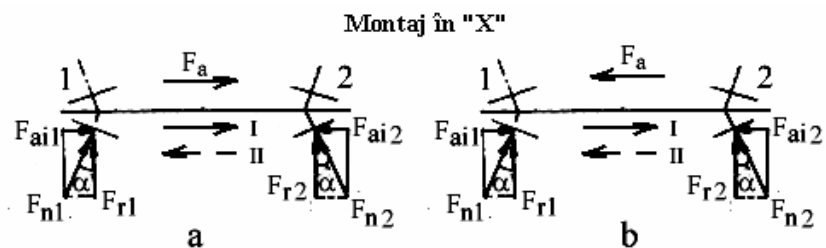


Fig. 7.1

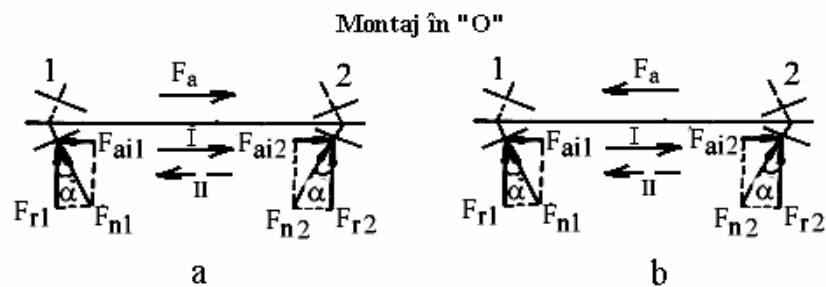


Fig. 7.2

Schema din figura 7.1 – la care fixarea axială se realizează la ambele capete – se recomandă pentru arborii scurți, cu deformații termice neglijabile, deformațiile de încovoiere – în anumite limite – fiind admise. La acest montaj distanța dintre punctele de aplicare a reacțiunilor este mai mică decât distanța dintre centrele corpurilor de rostogolire ale rulmenților.

Schema din figura 7.2 se recomandă pentru arborii scurți și rigizi,

permițând dilatarea arborelui. Montajul se caracterizează printr-o distanță mai mare între punctele de aplicație a reacțiunilor decât distanța dintre centrele corpurilor de rostogolire ale rulmenților. Acest montaj se recomandă în cazul unor restricții de gabarit axial.

La rulmenții radiali-axiali pe lângă forțele radiale ia naștere și o forță axială interioară (chiar dacă asupra rulmentului nu se exercită o forță axială exterioară). Această forță axială se datorește apăsării oblice a corpurilor de rulare asupra inelelor și ea tinde să îndepărteze corpurile de rulare de căile de rulare. Ea este echilibrată prin montarea pereche a rulmenților radial-axiali.

Forțele axiale interne, provenite din descompunerea forței normale la căile de rulare (fig.7.1 și 7.2) în direcția axei rulmentului, se vor determina în calculul preliminar cu relația (7.2), adoptând $\alpha=15^\circ$.

$$F_{ai1(2)} = (1,21 \dots 1,26) F_{r1(2)} \operatorname{tg} \alpha \quad (7.2)$$

În relația (7.2) se adoptă valoarea 1,21 pentru rulmenți cu bile și 1,26 pentru rulmenți cu role.

Se consideră un arbore pe care sunt montați doi rulmenți radiali-axiali (fig. 7.1) și asupra căruia acționează o forță axială exterioară F_a și forțele radiale, calculate cu relația (7.1), precum și cele axiale interne, calculate cu relația (7.2). Se face sumă de forțe în plan orizontal și se vede sensul rezultantei (I sau II).

Montaj în "X"

- **sensul forței F_a de la stânga la dreapta** (fig.7.1a).

- sensul rezultantei :I

$$F_{ai1} + F_a > F_{ai2} \quad \Rightarrow F_{a2} = F_{ai1} + F_a ; F_{a1} = F_{ai1} \quad (7.3)$$

- sensul rezultantei :II

$$F_{ai1} + F_a < F_{ai2} \quad \Rightarrow F_{a1} = F_{ai2} - F_a ; F_{a2} = F_{ai2} \quad (7.4)$$

- **sensul forței F_a de la dreapta la stânga** (fig.7.1b)

- sensul rezultantei: I

$$F_{ai1} > F_{ai2} + F_a \quad \Rightarrow F_{a2} = F_{ai1} - F_a ; F_{a1} = F_{ai1} \quad (7.5)$$

- sensul rezultantei :II

$$F_{ai2} + F_a < F_{ai1} \Rightarrow F_{a1} = F_{ai2} + F_a ; F_{a2} = F_{ai2} \quad (7.6)$$

Montaj în "O"

- *sensul forței F_a de la stânga la dreapta* (fig.7.2a).

- sensul rezultantei :I

$$F_{ai1} + F_a > F_{ai2} \Rightarrow F_{a1} = F_{ai2} + F_a ; F_{a2} = F_{ai2} \quad (7.7)$$

- sensul rezultantei :II

$$F_{ai1} + F_a < F_{ai2} \Rightarrow F_{a2} = F_{ai1} - F_a ; F_{a1} = F_{ai1} \quad (7.8)$$

- *sensul forței F_a de la dreapta la stânga* (fig.7.2b).

- sensul rezultantei: I

$$F_{ai1} > F_{ai2} + F_a \Rightarrow F_{a1} = F_{ai2} - F_a ; F_{a2} = F_{ai2} \quad (7.9)$$

- sensul rezultantei :II

$$F_{ai2} + F_a < F_{ai1} \Rightarrow F_{a2} = F_{ai1} + F_a ; F_{a1} = F_{ai1} \quad (7.10)$$

unde F_a este forța axială exterioară ce încarcă arborele, calculată în § 4.3.2.4. pentru angrenaje cu roți dințate cilindrice, în § 4.4.2.4. pentru angrenaje conice sau în § 4.5.4.1. pentru angrenaje melcate cilindrice.

În funcție de diametrul fusului d și de tipul de rulment ales, din tabelele 7.1, 7.2 sau 7.3 se va adopta o serie de rulmenți (cu capacitatea dinamică C mijlocie) și corespunzător ei se vor nota: capacitatea dinamică de încărcare C , capacitatea statică C_0 , e , X și Y (corespunzător coloanei $\frac{F_a}{F_r} > e$).

Cunoscând forțele axiale calculate anterior se determină raportul $F_{a1(2)} / F_{r1(2)}$ și se compară cu valoarea lui e aleasă din tabele. Dacă

$\frac{F_{a1(2)}}{F_{r1(2)}} > e$ rămân valorile alese pentru X și Y . Dacă $\frac{F_{a1(2)}}{F_{r1(2)}} \leq e$ se aleg din

tabele alte valori pentru X și Y .

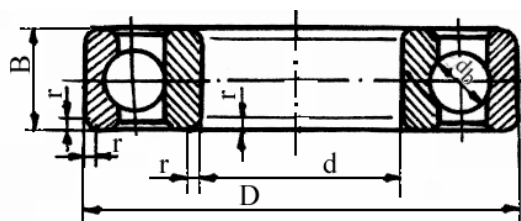
RULMENȚI RADIALI CU BILE PE UN RÂND

Fig. 7.3

- pentru $F_a / F_r \leq e$, $X = 1$ și $Y = 0$;
 - pentru $F_a / F_r > e$, X și Y se aleg din tabelul de mai jos (pentru joc normal în rulment):

C_0 / F_a	40	25	14,3	7,7	4	2
e	0,22	0,24	0,27	0,31	0,37	0,44
Y	2	1,8	1,6	1,4	1,2	1
X	0,56					

Tabelul 7.1

Dimensiuni [mm]				Capacitatea de încărcare [N]		Seria
d	D	B	r	Dinamică C	Statică C_0	
15	32	8	0,5	4050	2280	16002
	32	9	0,5	4400	2550	6002
	35	11	1	6100	3600	6202
	42	13	1,5	8800	5500	6302
17	35	10	0,5	4700	2800	6003
	40	12	1	7500	4550	6203
	47	14	1,5	10600	6700	6303
	62	17	2	18000	12000	6403
20	42	12	1	7350	4550	6004
	47	14	1,5	10000	6300	6204
	52	15	2	12500	7950	6304
	72	19	2	24000	17000	6404
25	47	12	1	8800	5050	6005
	52	15	1,5	11000	7100	6205
	62	17	2	17600	11600	6305
	80	21	2,5	28000	20000	6405
30	55	13	1,5	10400	6950	6006
	62	16	1,5	15300	10200	6206
	72	19	2	22000	15000	6306
	90	23	2,5	34000	24500	6406

Tabelul 7.1 (continuare)

Dimensiuni [mm]				Capacitatea de încărcare [N]		Seria
d	D	B	r	Dinamică C	Statică C_0	
35	62	14	1,5	12500	8650	6007
	72	17	2	20000	15000	6207
	80	21	2,5	26000	17600	6307
	100	25	2,5	43000	31500	6407
40	68	15	1,5	13200	9500	6008
	80	18	2	24000	17000	6208
	90	23	2,5	32000	22800	6308
	110	27	3	50000	37500	6408
45	75	16	1,5	16600	12500	6009
	85	19	2	26000	19000	6209
	100	25	2,5	41500	30500	6309
	120	29	3	60000	46500	6409
50	80	16	1,5	17000	13400	6010
	90	20	2	27500	20000	6210
	110	27	3	48000	36500	6310
	130	31	3,5	68000	53000	6410
55	90	19	2	22000	17300	6011
	100	21	2,5	34000	25500	6211
	120	29	3	56000	42500	6311
	140	33	3,5	78000	63700	6411
60	95	18	2	23200	18600	6012
	110	22	2,5	37500	28500	6212
	130	31	3,5	64000	49000	6312
	150	35	3,5	85000	71000	6412
65	100	18	2	24000	20000	6013
	120	23	2,5	44000	34500	6213
	140	33	3,5	72000	57000	6313
	160	37	3,5	93000	80000	6413
70	110	20	2	30000	25000	6014
	125	24	2,5	48000	38000	6214
	150	35	3,5	81500	64000	6314
	180	42	4	112000	106000	6414
75	115	20	2	31000	26500	6015
	130	25	2,5	52000	41500	6215
	160	37	3,5	88000	73500	6315
	190	45	4	120000	116000	6415

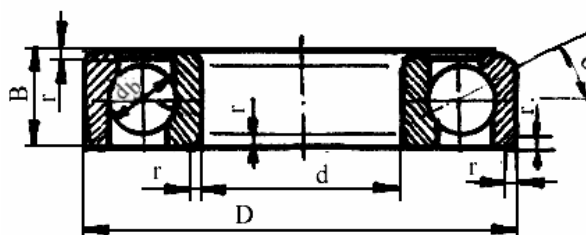
RULMENȚI RADIALI - AXIALI CU BILE PE UN RÂND

Fig. 7.4

a) seriile 72 B și 73 B, $e = 1,14$

- pentru $F_a / F_r \leq 1,14$, $X = 1$ și $Y = 0$;

- pentru $F_a / F_r > 1,14$, $X = 0,35$ și $Y = 0,57$

b) seriile 70 C și 72 C

- pentru $F_a / F_r \leq e$, $X = 1$ și $Y = 0$;

- pentru $F_a / F_r > e$, $X = 0,4$.

Valorile pentru Y și e se aleg din tabelul de mai jos:

F_a / C_0	0,025	0,04	0,07	0,13	0,25	0,5
e	0,4	0,42	0,44	0,48	0,53	0,56
Y	1,42	1,36	1,27	1,16	1,05	1

Tabelul 7.2

Dimensiuni [mm]				Capacitatea de încărcare [N]		Seria
d	D	B	α°	Dinamică C	Statică C_0	
15	32	9	15	5800	3000	7002C
	35	11	15	9050	4700	7202C
	35	11	40	8350	4350	7202B
	42	13	40	12500	6650	7302B
17	35	10	15	7150	3850	7003C
	40	12	15	12000	6600	7203C
	40	12	40	11000	6100	7203B
	47	14	40	14800	8000	7303B
20	42	12	15	9700	5600	7004C
	47	14	15	14500	8400	7204C
	47	14	40	13300	7700	7204B
	52	15	40	17300	9650	7304B

Tabelul 7.2 (continuare)

Dimensiuni [mm]				Capacitatea de încărcare [N]		Seria
d	D	B	α°	Dinamică C	Statică C_0	
25	47	12	15	10700	6850	7005C
	52	15	15	16200	10300	7205C
	52	15	40	14800	9400	7205B
	62	17	40	24400	14600	7305B
30	55	13	15	13900	9450	7006C
	62	16	15	22500	14800	7206C
	62	16	40	20500	13500	7206B
	72	19	40	31000	20500	7306B
35	62	14	15	17500	12600	7007C
	72	17	15	29700	20100	7207C
	72	17	40	27100	18400	7207B
	80	21	40	36500	24200	7307B
40	68	15	15	18800	14600	7008C
	80	18	15	35500	25100	7208C
	80	18	40	32000	23000	7208B
	90	23	40	45000	30500	7308B
45	75	16	15	22300	17700	7009C
	85	19	15	39500	28700	7209C
	85	19	40	36000	26200	7209B
	100	25	40	58500	40000	7309B
50	80	16	15	23700	20100	7010C
	90	20	15	41500	31500	7210C
	90	20	40	37500	28600	7210B
	110	27	40	68000	48000	7310B
55	90	18	15	31000	26300	7011C
	100	21	15	51000	39500	7211C
	100	21	40	46500	36000	7211B
	120	29	40	79000	56500	7311B
60	95	18	15	32000	28100	7012C
	110	22	15	61500	49000	7212C
	110	22	40	56000	44500	7212B
	130	31	40	90000	66000	7312B
65	100	18	15	33500	31500	7013C
	120	23	15	70500	58000	7213C
	120	23	40	63500	52500	7213B
	140	33	40	102000	75500	7313B

Tabelul 7.2 (continuare)

Dimensiuni [mm]				Capacitatea de încărcare [N]		Seria
d	D	B	α°	Dinamică C	Statică C_0	
70	110	20	15	42500	39500	7014C
	125	24	15	76500	63500	7214C
	125	24	40	69000	58000	7214B
	150	35	40	114000	86000	7314B
75	115	20	15	43500	41500	7015C
	130	25	15	79000	68500	7215C
	130	25	40	71500	62000	7215B
	160	37	40	125000	97500	7315B
80	125	22	15	53500	50500	7016C
	140	26	15	89000	76000	7216C
	140	26	40	80500	69500	7216B
	170	39	40	135000	109000	7316B
85	130	22	15	54500	53500	7017C
	150	28	15	99500	88500	7217C
	150	28	40	90000	80500	7217B
	180	41	40	146000	122000	7317B

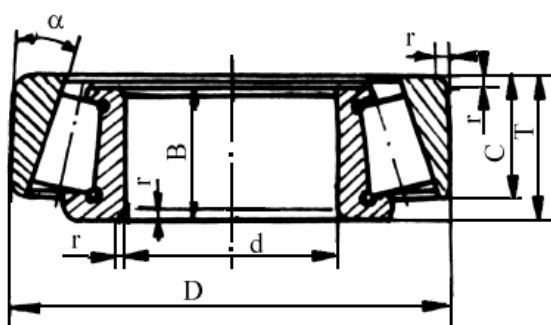
RULMENȚI RADIALI - AXIALI CU ROLE CONICE PE UN RÂND

Fig. 7.5

a) pentru un rulment:

 $X = 1$ și $Y = 0$ dacă $F_a / F_r \leq e$; $X = 0,4$ dacă $F_a / F_r > e$.Valorile pentru Y și e se aleg din tabelul 7.3

b) pentru o pereche de rulmenți:

 $X = 1$ dacă $F_a / F_r \leq e$; $X = 0,67$ dacă $F_a / F_r > e$.

Tabelul 7.3

Dimensiuni [mm]			Capacitate de încărcare [KN]		e	Y	Seria
d	D	T	Dinamică C	Statică C_0			
20	47	15,25	22,2	15,9	0,35	1,7	30204
	52	16,25	28	20,5	0,3	2	30304
	52	22,25	37,5	30,5	0,3	2	32304
25	47	15	20,4	18,6	0,43	1,4	32005
	52	16,25	28	21,9	0,37	1,6	30205
	62	18,25	39	29	0,3	2	30205
	62	18,25	31	23,1	0,83	0,72	31305
	62	25,25	51,9	42,2	0,3	2	32305
30	55	17	27	25	0,43	1,4	32006
	62	17,25	36	28,5	0,37	1,6	30206
	62	21,25	44	38,5	0,37	1,6	32206
	72	20,75	47	35	0,31	1,9	30306
	72	20,75	41,5	31	0,83	0,72	31306
	72	28,75	67	57	0,31	1,9	32306
35	62	18	33,5	32,5	0,46	1,3	32007
	72	18,25	45,5	35	0,37	1,6	30207
	72	24,25	57	50	0,37	1,6	32207
	80	22,75	61	48	0,31	1,9	30307
	80	22,75	53	39,5	0,83	0,72	31307
	80	32,75	83	71	0,31	1,9	32307
40	68	19	45,5	40,5	0,37	1,6	32008
	80	19,45	53	39,7	0,37	1,6	30208
	80	24,75	65,5	55	0,37	1,6	32208
	90	25,25	75,5	63,5	0,37	1,7	30308
	90	25,25	67	54	0,83	0,72	31308
	90	35,25	95	84	0,35	1,7	32308
45	75	20	51	45	0,4	1,5	32009
	85	20,75	58,5	45,6	0,4	1,5	30209
	85	24,75	68	58	0,4	1,5	32209
	100	27,25	93	78	0,35	1,7	30309
	100	27,25	80	61	0,83	0,72	31309
	100	38,25	110	105	0,35	1,7	32309

Tabelul 7.3 (continuare)

Dimensiuni [mm]			Capacitate de încărcare [KN]		e	Y	Seria
d	D	T	Dinamică C	Statică C ₀			
50	80	20	53	49	0,43	1,4	32010
	90	21,75	63	52	0,43	1,4	30210
	90	24,75	71	61,5	0,43	1,4	32210
	110	29,25	108	91	0,35	1,7	30310
	110	29,25	91	71	0,83	0,72	31310
	110	42,25	140	130	0,35	1,7	32310
55	90	23	71	65,5	0,4	1,5	32011
	100	22,75	78	65	0,4	1,5	30211
	100	26,75	85	76	0,4	1,5	32211
	120	31,5	126	110	0,35	1,7	30311
	120	31,5	106	90	0,83	0,72	31311
	120	45,5	160	148	0,35	1,7	32311
60	95	23	72	68	0,43	1,4	32012
	110	23,75	87	71	0,4	1,5	30212
	110	29,75	107	96	0,4	1,5	32212
	130	33,5	140	122	0,35	1,7	30312
	130	48,5	190	180	0,54	1,1	32312
65	100	23	72	69,5	0,46	1,3	32013
	120	24,75	100	85	0,4	1,5	30213
	120	32,75	130	120	0,4	1,5	32213
	140	36	138	118	0,83	0,72	31313
	140	36	164	143	0,35	1,7	30313
	140	51	220	208	0,35	1,7	32313
70	110	25	88	85	0,43	1,4	32014
	125	26,25	108	95	0,43	1,4	30214
	125	33,25	134	127	0,43	1,4	32214
	150	38	185	163	0,35	1,7	30314
	150	38	156	132	0,83	0,72	31314
	150	54	255	240	0,35	1,7	32314
75	115	25	91,5	90	0,46	1,3	32015
	130	27,25	122	102	0,43	1,4	30215
	130	33,25	140	122	0,43	1,4	32215
	160	40	212	176	0,34	1,8	30315
	160	58	290	270	0,34	1,8	32315

7.3 Calculul sarcinii dinamice echivalente

Sarcina dinamică echivalentă ce solicită rulmentul se calculează cu relația:

$$P_{1(2)} = X V F_{r1(2)} + Y F_{a1(2)} \quad (7.11)$$

unde:

V - coeficient cinematic ($V = 1$ pentru inelul interior rotitor și $V = 1,2$ pentru inelul exterior rotitor);

X - coeficientul radial al rulmentului;

Y - coeficientul axial al rulmentului.

7.4 Capacitatea dinamică necesară

Se calculează cu relația:

$$C_{1(2)} = P_{1(2)} \sqrt[p]{L} \quad (7.12)$$

unde L este durabilitatea nominală a rulmentului, care se calculează cu relația:

$$L = \frac{60 n L_h}{10^6} [\text{milioane de rotatii}] \quad (7.13)$$

n - turația arborelui, în rot/min.

L_h - durată de funcționare, în ore, dată prin temă.

$p = 3$ la rulmenți cu bile; $p = 3,33$ la rulmenți cu role.

Capacitatea dinamică $C_{1(2)}$ cea mai mare, trebuie să fie inferioară capacității dinamice C corespunzătoare seriei de rulment aleasă (v. §7.2):

$$C_{1(2)} \leq C.$$

În acest caz rulmenții au fost bine aleși.

Dacă $C_{1(2)} > C$ poate fi adoptată una din soluțiile:

- pentru același diametru de fus d , se alege o altă serie de rulment care să aibă o capacitate dinamică C mai mare decât a rulmentului ales inițial;

- se poate mări diametrul fusului;

- se pot folosi câte doi rulmenți pentru sprijinirea unui fus.

În toate aceste cazuri, calculul se reia de la §7.2.

Dacă $C_{1(2)} \ll C$ rulmentul este supradimensionat. În acest caz în loc de

rulment cu role poate fi ales un rulment cu bile sau se poate alege o altă serie de rulment cu o capacitate dinamică mai mică decât aceea adoptată inițial.

7.5 Recomandări privind proiectarea montajelor cu rulmenți

La proiectarea unui montaj cu rulmenți trebuie rezolvate, în afara alegerii și verificării rulmenților, și o serie de alte probleme, cum ar fi: fixarea inelelor rulmenților, reglarea jocului în rulmenții radiali-axiali, ungerea și etanșarea lagărelor, alegerea ajustajelor de montaj și a toleranțelor pentru fusul arborelui și alezajul carcasei.

Fixarea inelelor rulmenților.

Fixarea inelelor rulmenților se va face în funcție de felul rulmentului (fix sau liber) și de tipul acestuia. Rulmentul va fi fix în lagărul cu încărcarea mai mare și liber în lagărul cu încărcarea mai mică.

Fixarea axială a rulmenților ficși se realizează atât față de arbore cât și față de carcasă. Pentru realizarea fixării axiale a rulmenților există un număr mare de soluții în funcție de tipul rulmentului, mărimea solicitării care trebuie preluată, de natura reglajului, într-un cuvânt de soluția constructivă cea mai adecvată pentru realizarea funcționării corecte a ansamblului.

Se menționează că fixarea unui inel se poate s-ar putea realiza numai printr-un ajustaj cu strângere, în măsura în care nu se transmite nici o sarcină axială prin rulmentul respectiv. În general sunt folosite fixările și reglajele axiale. În fig. 7.6 se dau exemple schematice de fixări axiale pentru rulmenți ficși, iar în fig. 7.7 pentru rulmenți liberi. Sistemul cel mai răspândit de fixare axială se realizează cu capace, piulițe și plăcuțe cu șuruburi (fig.7.8). În cazul unor solicitări axiale mai mici se pot realiza fixări axiale cu inele de siguranță.(fig.7.9)

Modul de fixare axială a inelelor depinde de mărimea sarcinii axiale care acționează în lagăr și de tipul inelului fixat (interior sau exterior).

Fixarea axială a inelului interior, într-un sens, se realizează cu ajutorul unui umăr de sprijin executat pe arbore sau cu o bucă distanțier montată între

inelul interior al rulmentului și o altă piesă montată pe arbore. În partea opusă, fixarea axială se poate realiza (dacă este necesară) cu o piuliță canelată sau cu plăcuță de fixare și șurub. Inelele exterioare se fixează axial, într-un sens, cu ajutorul capacelor de închidere sau cu inele filetate, montate în carcasă sau în capacul de închidere.

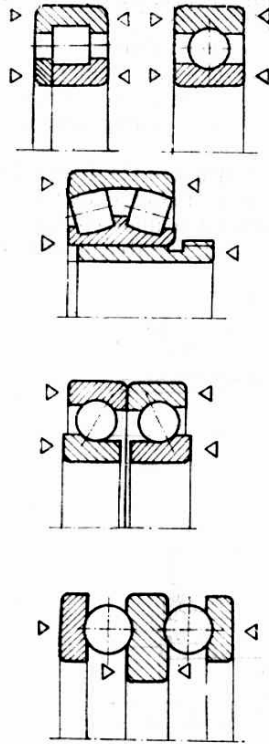


Fig.7.6

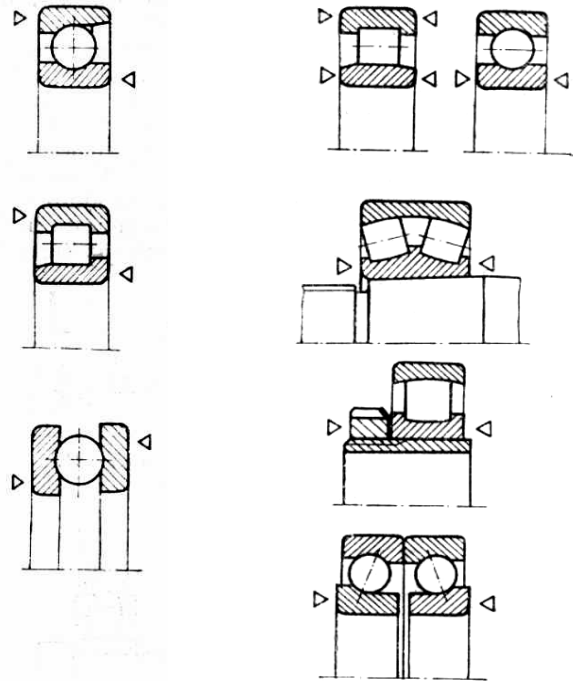


Fig.7.7

În sens opus, fixarea axială se poate realiza cu ajutorul unui umăr de sprijin executat în carcasă sau în paharul rulmentului (fig.7.8).

În absența sarcinilor axiale, pentru fixarea axială a inelului unui rulment este suficient ajustajul cu strângere dintre inelul respectiv și piesa conjugată (fusul arborelui sau alezajul carcasei).

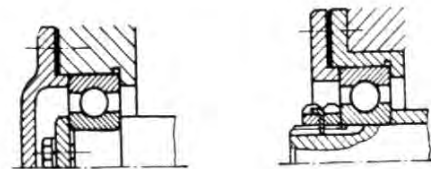


Fig.7.8

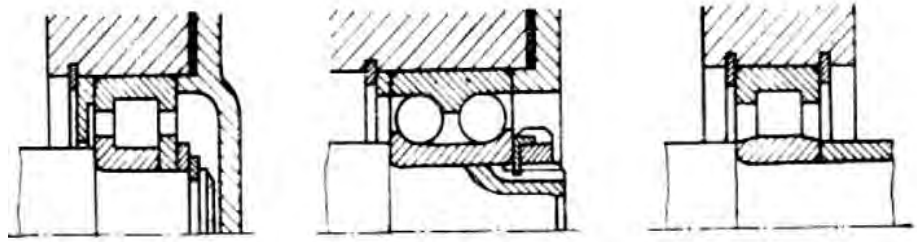


Fig.7.9

Ca urmare a înălțimii mici pe care o au inelele de siguranță și a razei de racordare exterioare a inelelor rulmenților, se impune montarea unor inele intermediare între rulment și inelul de siguranță.

Reglarea jocului.

În rulmenții radiali-axiali și axiali reglarea jocului se realizează la montaj, valorile jocului alegându-se în funcție de schema de montare a rulmenților și de dilatațiile termice ale arborelui.

. Această reglare se face prin deplasarea axială a unuia din inelele rulmentului. La montajul în "X" reglarea jocului în rulmenți se face prin deplasarea inelului exterior (fig.7.10) iar la montajul în "O" reglarea jocului se face prin deplasarea inelului interior (fig.7.11).

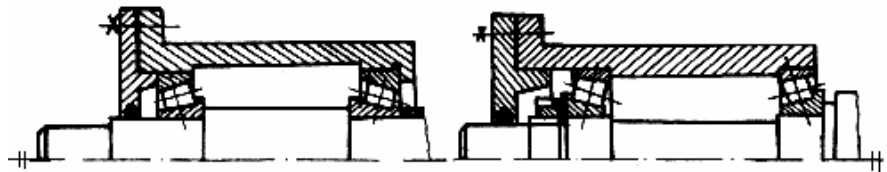


Fig. 7.10

Fig. 7.11

La arborii lungi, care din cauza încălzirii se pot dilata, se va avea în vedere ca unul dintre rulmenți să fie montat fix, fără posibilitatea deplasării axiale (rulment conducător) iar celălalt, cu o distanță de 1-2 mm până la capac, cu posibilitatea deplasării axiale (rulment condus), evitându-se astfel blocarea rulmenților (fig.7.12).

În cazul unor forțe axiale neglijabile și pentru viteze periferice mici și mijlocii, fixarea axială se poate face prin simplu ajustaj cu strângere sau cu inel de siguranță (fig.7.12). La viteze și forțe axiale mari se impune o fixare

mai rezistentă cu placă de fixare sau cu piuliță și inel de siguranță (fig.7.11).

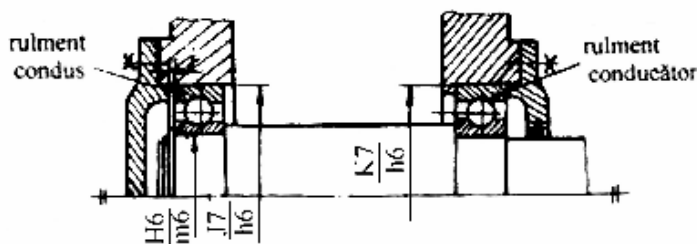


Fig. 7.12

Ungerea lagărelor cu rulmenți

Ungerea se efectuează în scopul micșorării frecării dintre elementele componente ale rulmentului, pentru asigurarea protecției anticorosive, precum și pentru micșorarea zgomotului produs de rulment în timpul funcționării.

Ungerea cu ulei mineral (K40; K65; I70) se recomandă pentru lagărele care funcționează într-un spațiu în care se folosește ulei pentru ungerea altor organe în mișcare (reductoare, cutii de viteză etc.); lagărele arborilor cu turație mare; lagărele la care este necesar un control continuu al ungerii. În cazul reductoarelor ungerea se realizează prin stropire.

Ungerea cu unsoare consistentă (RUL 100; RUL 145; RUL 165) se aplică în condiții normale de funcționare. Se aplică la rulmenții care sunt montați în locuri unde nu există ulei pentru ungerea altor organe de mașini sau în cazul în care uleiul nu ajunge prin stropire la unii rulmenți.

Etanșarea lagărelor cu rulmenți.

Rolul dispozitivului de etanșare constă în protejarea lagărului împotriva pătrunderii, din exterior, a unor corpuri străine și evitarea scurgerii lubrifianului din corpul lagărului.

Pentru etanșare, se prevăd capace și garnituri de etanșare atât între capac și carcasă cât și între capac și arbore.

Etanșarea între arbore (în mișcare de rotație) și capacul rulmentului (fix) se asigură cel mai ades astfel:

- pentru viteze până la 7 m/s, cu inele de pâslă. Dimensiunile canalelor și a inelelor de pâslă (STAS 6577- 70) sunt indicate în fig. 7.13 și tabelul 7.4.

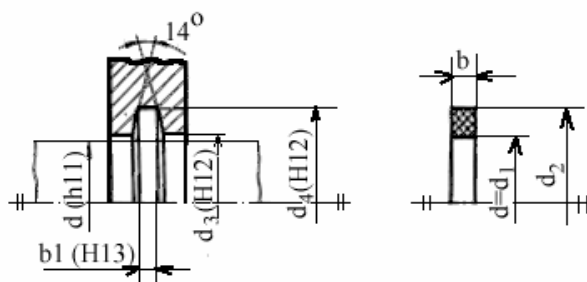


Fig. 7.13

Tabelul 7.4

d	17	18	20	22	25	26	28	30	32	35	36	38
d_2	27	28	30	32	37	38	40	42	44	47	48	50
b	4			5								
d_3	18	19	21	23	26	27	29	31	33	36	37	39
d_4	28	29	31	33	38	39	41	43	45	48	49	51
b_1	3			4								

Tabelul 7.4 (continuare)

d	40	42	45	48	50	52	55	58	60	62	65	68
d_2	52	54	57	64	66	68	71	74	76	78	81	84
b	5						6,5					
d_3	41	43	46	49	51	53	56	59	61,5	63,5	66,5	69,5
d_4	53	55	58	65	67	69	72	75	77	79	82	85
b_1	4						5					

Tabelul 7.4 (continuare)

d	70	72	75	78	80	82	85	88	90	95	100	105
d_2	88	90	93	96	98	100	103	108	110	115	124	129
b	7,5						8,5			10		
d_3	71,5	73,5	76,5	79,5	81,5	83,5	86,5	89,5	92	97	102	107
d_4	89	91	94	97	99	101	104	109	111	116	125	130
b_1	6						7			8		

- pentru viteze cuprinse între 7 și 10 m/s, cu garnituri manșetă de rotație (STAS 7950/2-72), numite și semmering, a căror dimensiuni sunt indicate în tabelul 7.5 și fig. 7.14 .

Tabelul 7. 5

d		17	18	20	22	24	25	28	30	32	35	38
D		28	30	30	32	35	35	40	40	45	47	52
		30	32	32	35	37	40	47	42	47	50	55
		32	35	35	40	40	42	52	47	52	52	62
		35	40	40	47	47	47		52		62	
		40		47			52		62			
b	RA	7	7	7	7	7	7	7	7	7	7	7
	RB	7	7	7	7	7	7	7	7	7	7	7
	RC	-	-	-	9	9	9	9	9	9	9	9
c		0,3					0,4					

Tabelul 7. 5 (continuare)

d		40	42	45	48	50	52	55	60	63	65	70
D		52	55	60	62	65	68	70	75	85	85	90
		55	62	62	72	68	72	72	80	90	90	100
		62	72	65		72		80	85		100	
		72		72		80		85	90			
b	RA	7	8	8	8	8	8	8	8	10	10	10
	RB	7	8	8	8	8	8	8	8	10	10	10
	RC	9	10	10	10	10	10	10	10	12	12	12
c		0,4								0,5		

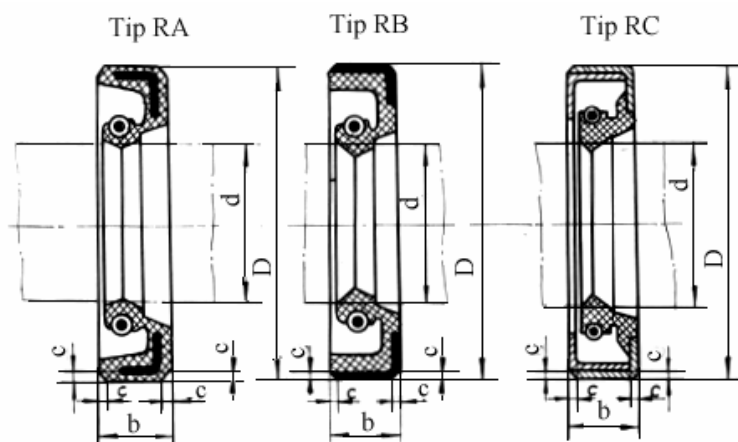


Fig. 7.14

Pentru etanșarea rulmenților se utilizează capace care se fixează prin șuruburi (4 bucăți pentru $d_a \leq 85$ mm și 6 bucăți pentru $d_a \geq 85$ mm) de corpul

alezaj unitar, alegându-se ca simbol al toleranței pentru arbore: în cazul rulmenților cu bile k_5 , m_5 iar în cazul rulmenților cu role k_6 , m_6 , n_6 . Montarea rulmentului în carcasă se face în sistemul arbore unitar, alegându-se ca simbol al toleranței pentru alezaj $K7$ (în cazul când inelul exterior nu poate fi deplasat axial) și $J7$, $H7$ (în cazul când inelul exterior poate fi deplasat axial).

7.6 Montaje cu rulmenți specifice reductoarelor de turație

La reductoarele cu **angrenaje cilindrice cu dinți dreapți**, în lipsa forțelor axiale exterioare, fixarea axială a arborilor în funcție de sarcinile care încarcă arborele și de lungimea acestuia se poate realiza prin rulmenți radiali cu bile sau role cilindrice.

La reductoarele cu **angrenaje cilindrice cu dinți înclinați sau cu angrenaje conice** este necesară realizarea unui montaj în care rulmenții să poată prelua forțele axiale din angrenaje. Forța axială este preluată, de obicei, de lagărul mai puțin încărcat radial, rezultând, în acest fel, o încărcare mai uniformă a lagărelor. Fixarea axială se poate realiza la un capăt sau la ambele capete. În cazul montării în consolă a pinioanelor conice este necesară o construcție mai robustă pentru lagărul din apropierea pinionului deoarece acesta este mai solicitat. În acest caz se recomandă utilizarea rulmenților radiali axiali cu bile sau cu role conice.

La angrenajele conice rulmenții arborelui de intrare se montează ca în fig. 7.17 și anume:

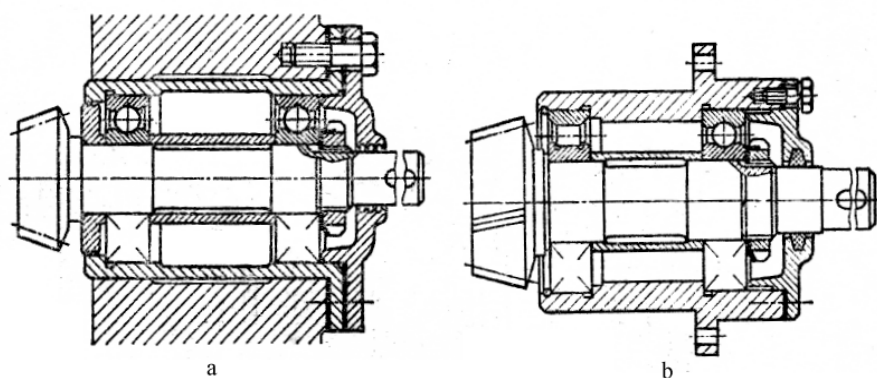


Fig. 7.17

- dacă arborele este separat de pinionul conic se utilizează montajul din fig. 7.17a (montaj în X), rulmenții montându-se pe la ambele capete ale arborelui;

- dacă arborele este arbore pinion (arborele este dintr-o bucată cu pinionul) se utilizează montajul din fig. 7.17b (montaj în O). În acest caz rulmenții se montează printr-o singură parte a arborelui, între ei introducându-se o bucă distanțieră.

La reductoarele cu **angrenaje melcate**, datorită încălzirii acestora și a forțelor axiale mari ce apar pe melc, arborele acestuia se fixează axial, de regulă la un singur capăt, celălalt capăt nefiind fixat, pentru a permite dilatarea arborelui. Se recomandă rulmenți radiali axiali cu bile sau cu role conice

7.7 Montaje cu rulmenți specifice utilajelor tehnologice

Marea diversitate a utilajelor tehnologice a impus utilizarea unei mari varietăți de tipuri de montaje cu rulmenți.

Cilindrilor de laminor li se impun condiții speciale de rigiditate radială, motiv pentru care se recomandă, cu precădere, utilizarea rulmenților cu role cilindrice pe mai multe rânduri. Fixarea axială a arborilor acestor cilindri se poate realiza cu rulmenți radiali cu bile (v. fig. 7.18), radial-axiali cu bile pe două rânduri (v. fig. 7.19), axiali cu bile (v. fig. 7.20), oscilanți cu role (v. fig. 7.18b și 7.21 b), axiali-oscilanți cu role (v. fig. 7.21).

La utilajele de capacitate mai mică (foarfece, ferăstraie) se utilizează rulmenți cu bile sau combinații de rulmenți cu bile, radiali și radiali-oscilanți (fig. 7.22).

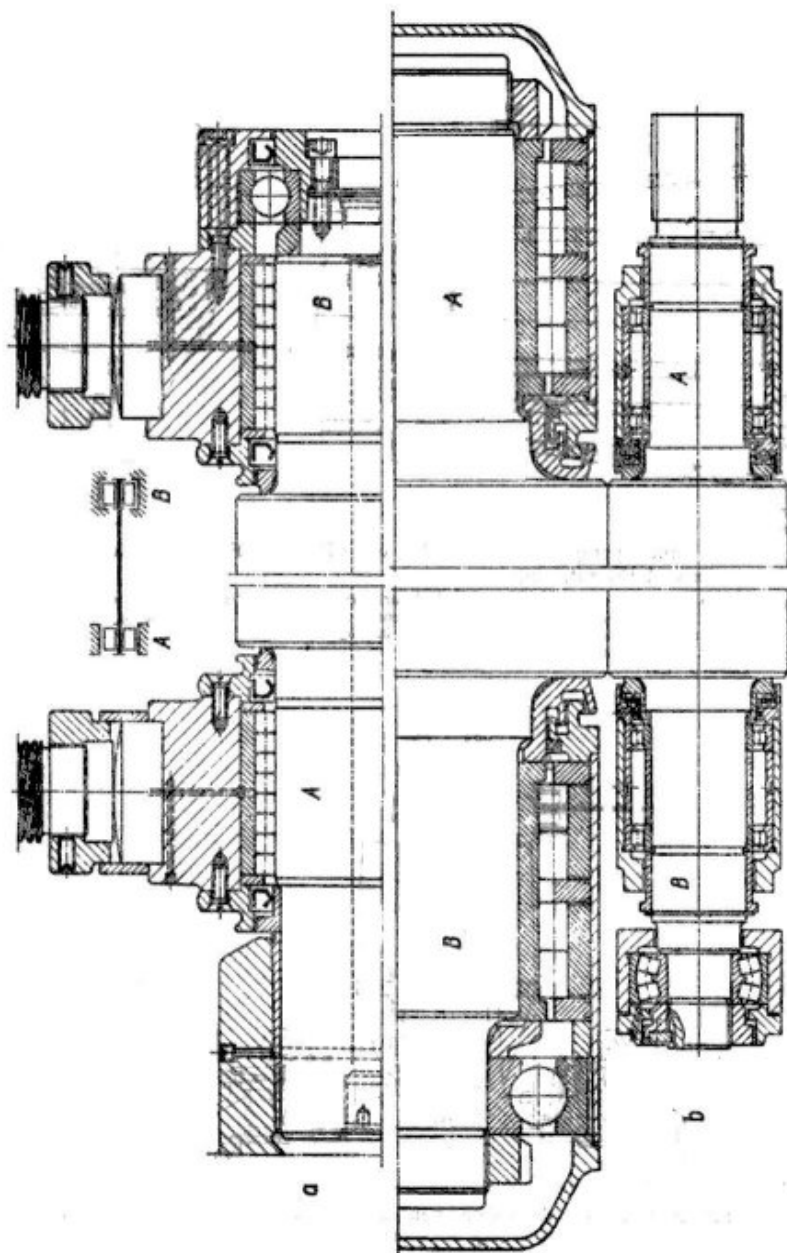


Fig. 7.18 Cilindrii de laminor

a) cilindri de lucru pentru un laminor duo; b) cilindri de lucru pentru un laminor quarto

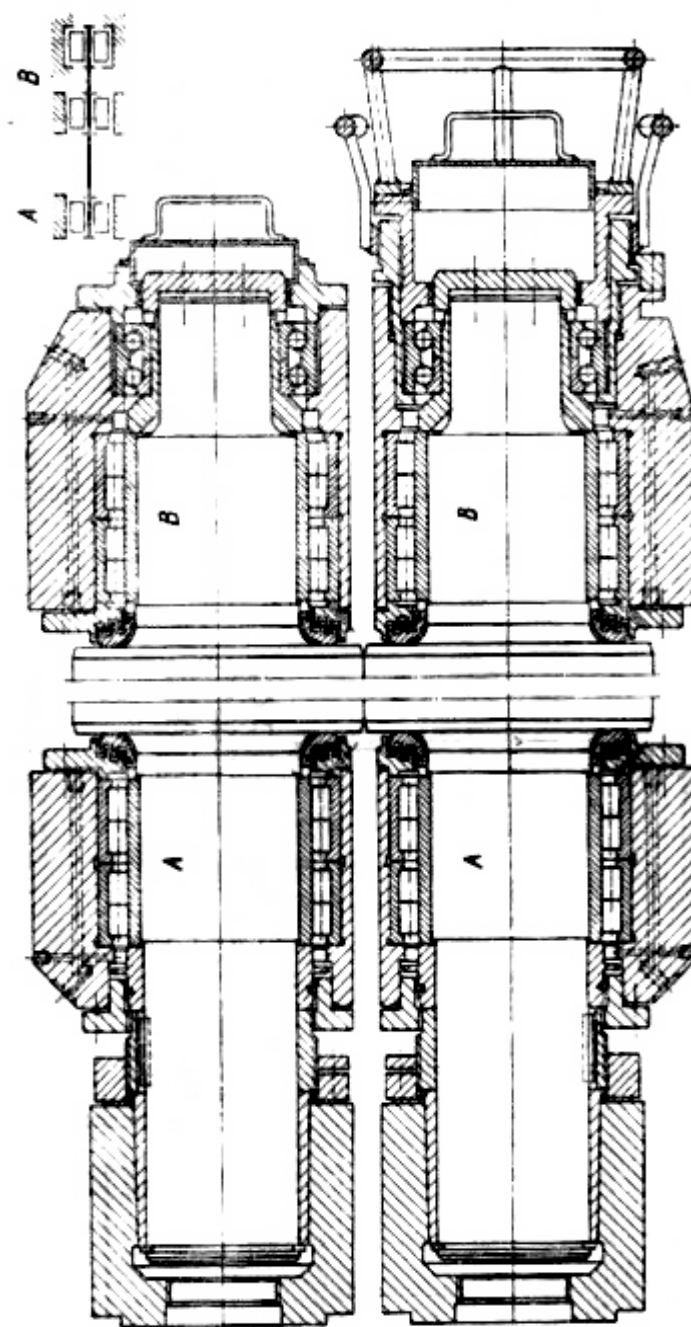


Fig. 7.19 Cilindrii pentru un laminor de sirma

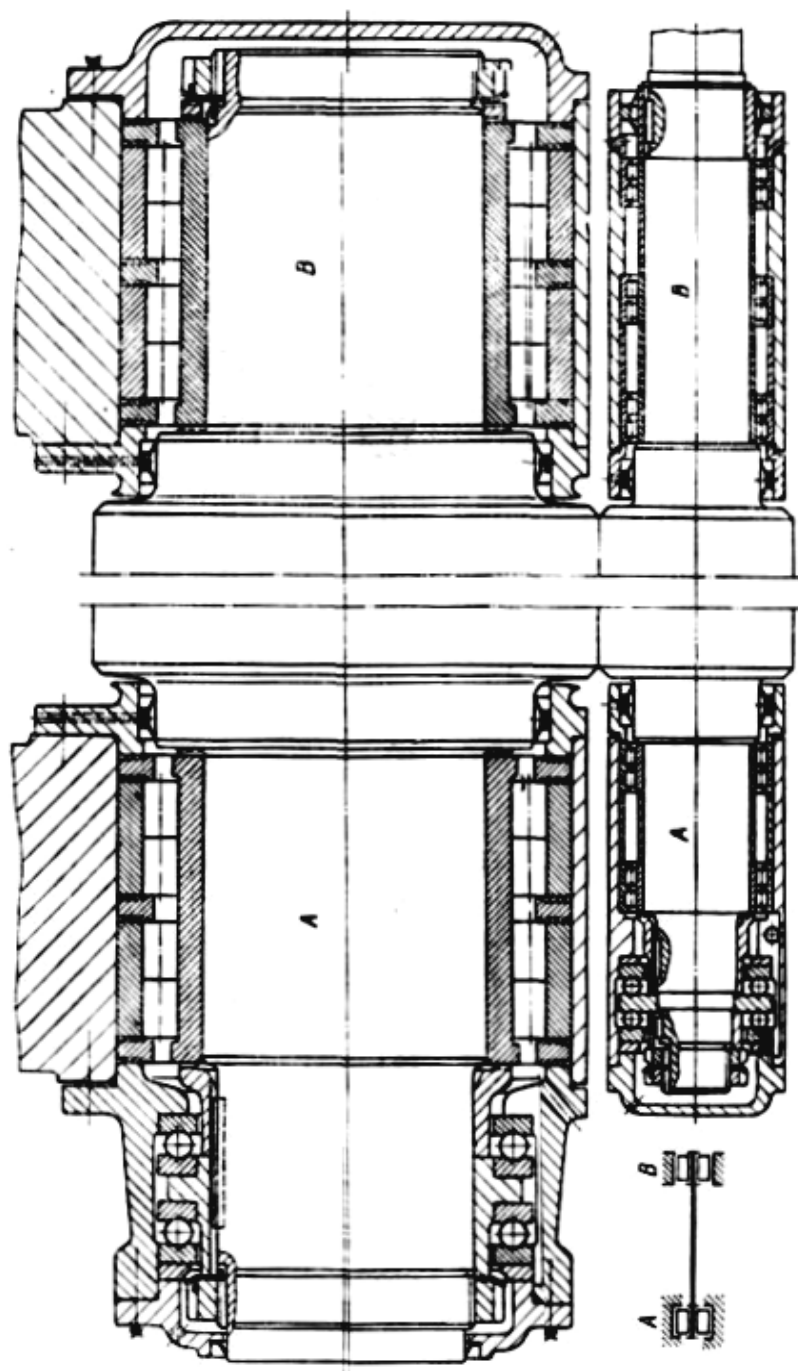


Fig. 7.20 Cilindri de laminor quarto

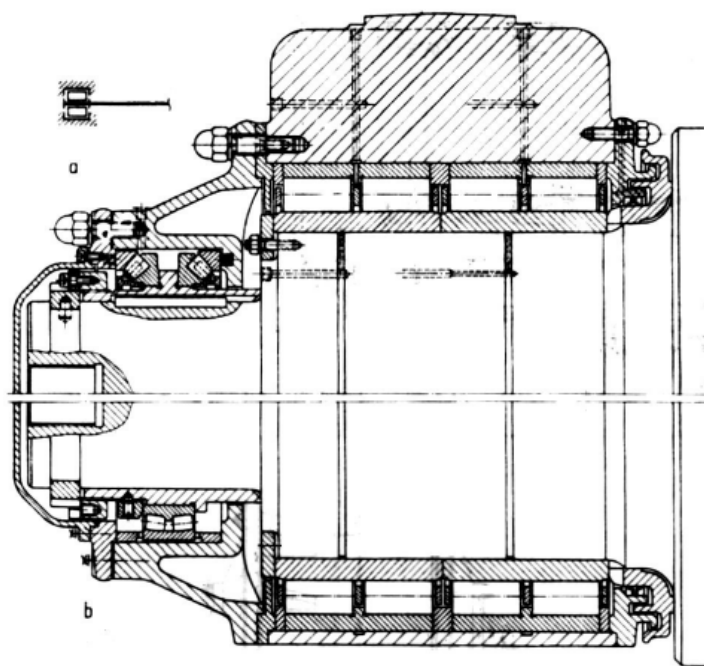


Fig. 7.21

Lagărul unui cilindru de laminor quarto

- a) cu doi rulmenți axial-oscilanți cu role butoi, descărcați radial
- b) cu un rulment oscilant cu role, descărcat radial

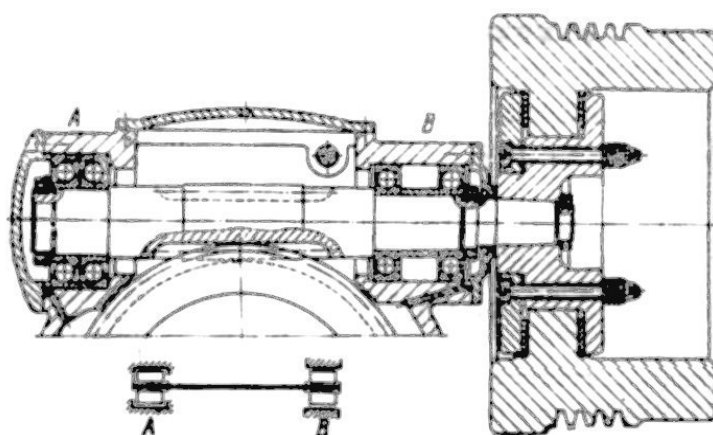


Fig. 7.22

Arborele de antrenare de la o foarfecă pentru benzi

Capitolul 8

ALEGEREA CUPLAJULUI

8.1. Alegerea cuplajului

Cuplarea reductorului cu alte ansamble se realizează cel mai adesea printr-un cuplaj elastic cu bolțuri datorită avantajelor conferite de acesta. Acest cuplaj permite deplasări axiale până la 5 mm, radiale până la 1 mm și unghiulare până la 1° , amortizează șocurile și vibrațiile torsionale, schimbă frecvența oscilațiilor proprii ale arborilor evitând rezonanța.

Cuplajul elastic cu bolțuri este standardizat, în STAS 5982-79, executându-se în două variante (tip N și tip B) și 22 de mărimi. Cel mai utilizat este cuplajul tip N (fig.8.1).

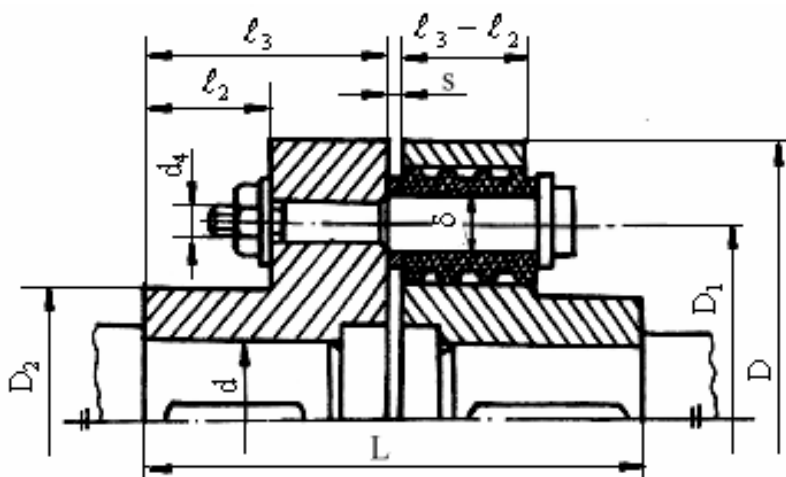


Fig. 8.1

Semicuplele se execută în următoarele variante:

a) P - pregăurit: se utilizează în cazul în care mărimea de cuplaj aleasă este corespunzătoare din punct de vedere al momentului nominal necesar, dar

capetele de arbore pe care se montează cuplajul au diametrele mai mici decât diametrele nominale d corespunzătoare mărimii respective de cuplaj;

b) C - cu alezaj cilindric, fără fixare frontală;

c) C_f - cu alezaj cilindric, cu fixare frontală;

d) K_i - cu alezaj conic, cu fixare frontală.

Dacă momentul de torsiune pe care trebuie să-l transmită cuplajul este M_t , datorită șocurilor care apar la pornire, precum și a unei funcționări neuniforme, alegerea din standard a cuplajului (tabelul 8.2) se face luându-se în considerare un moment nominal M_n :

$$M_n = c_s M_t; \quad (8.1)$$

unde c_s este coeficientul de serviciu și se alege din tabelul 8.1.

Tabelul 8.1

Regimul de lucru al mașinii antrenate	c_s
Funcționare foarte uniformă, fără șocuri și suprasarcini	1,55
Funcționare uniformă, șocuri mici și rare, suprasarcini ușoare și de scurtă durată	1,65
Funcționare neuniformă, șocuri moderate și relativ frecvente, suprasarcini relativ importante de scurtă durată	1,85
Funcționare neuniformă, șocuri mari și frecvente, suprasarcini mari, inversări de sens frecvente și rapide	2,15
Funcționare foarte neuniformă, șocuri foarte mari și repetate, suprasarcini foarte mari, inversări de sens foarte frecvente	2,65
Funcționare extrem de neuniformă, șocuri extrem de mari și foarte dese, suprasarcini extrem de mari, inversări de sens foarte frecvente și rapide	4,50

Cuplajul de o anumită mărime se utilizează la cuplarea arborilor ale căror capete au diametre egale sau diametre diferite, în limitele alezajelor semicuplajelor din cadrul mărimii respective de cuplaj, conform tabelului 8.2.

Diametrul bolțului δ , nespecificat în standard, se adoptă în funcție de

capătul lui filetat cu relația: $\delta = 1,5d_4$

Tabelul 8.2

Mărire	M_n [Nm]	Diametrul nominal d		Dimensiuni constructive [mm] P;C							n buc
		semicupla C; C _f ; K _i	semi- cupla P	λ_2	λ_3	d_4	D	D_1	D_2	s	
1	20	16; 18; 19; 20; 22; 24	10-15	14	32	M6	88	62	40	2	4
2	45	25; 28; 30	10-24	19	37	M6	98	71	48	2	4
3	112	32;35; 38;40	12-31	24	42	M6	112	85	62	2	6
4	236	42;45; 48;50	15-41	34	52	M6	127	100	76	3	10
5	500	55, 56	15-54	33	63	M8	158	118	84	3	8
6	900	60;63; 65;70	32-59	48	78	M8	180	140	105	3	12
7	1500	71;75; 80;85	32-70	64	94	M8	212	172	130	4	16

8.2. Verificarea cuplajului

Forța cu care se încarcă un bolț se calculează cu relația:

$$F_1 = \frac{2 M_n}{D_1 \cdot n}; \quad (8.2)$$

unde: n - numărul de bolțuri pe cuplaj;

D_1 - diametrul pe care sunt amplasate bolțurile (fig.8.1).

Bolțurile se verifică la:

- **presiune de contact**, presiune ce apare între manșoanele de cauciuc și bolț:

$$p = \frac{F_1}{\delta \cdot (\lambda_3 - \lambda_2)} \cdot \frac{4}{\pi} \leq p_{as} = (3...5) \quad [MPa]. \quad (8.3)$$

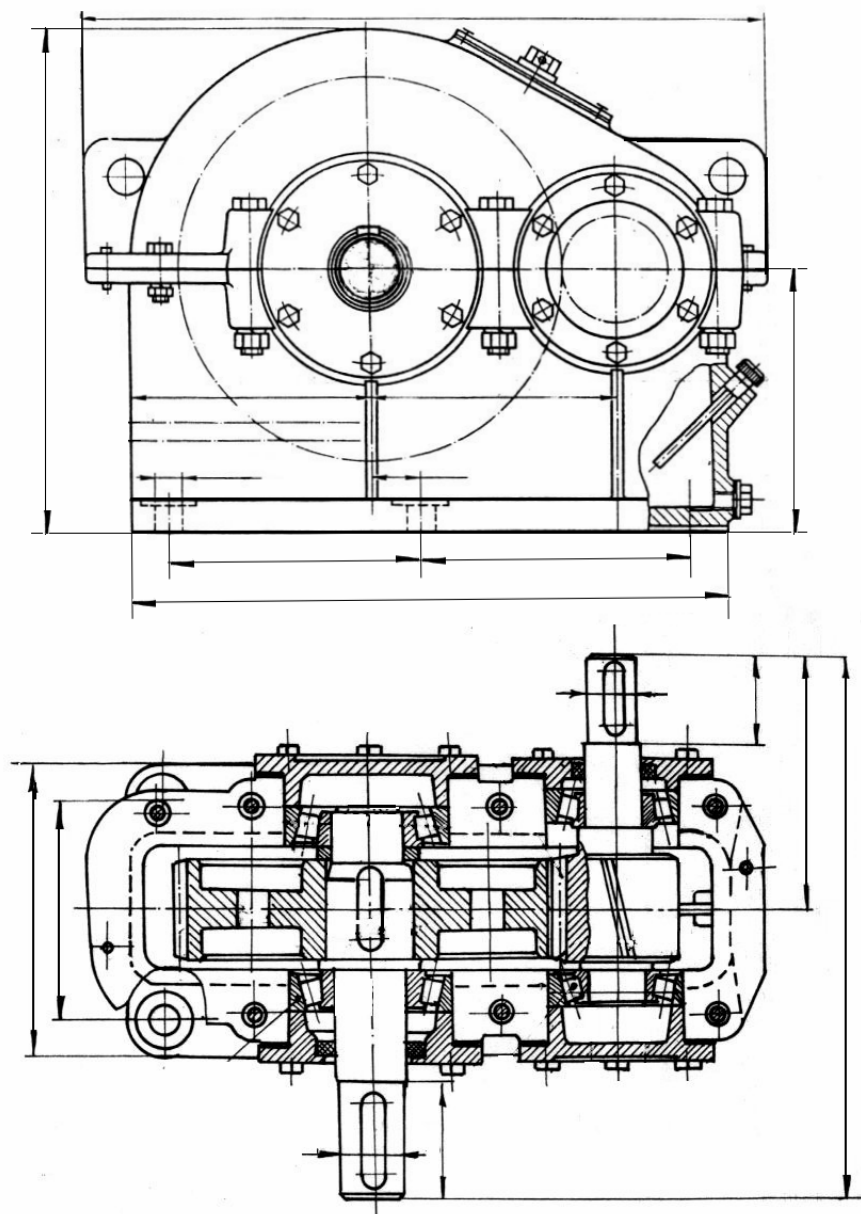
- **la încovoiere**, în secțiunea de încastrare în semicupla 1:

$$\sigma_i = \frac{32F_1 \cdot \left(\frac{\lambda_3 - \lambda_2}{2} + s \right)}{\pi \cdot \delta^3} \leq \sigma_{ai} = (90...110) \quad [MPa]. \quad (8.4)$$

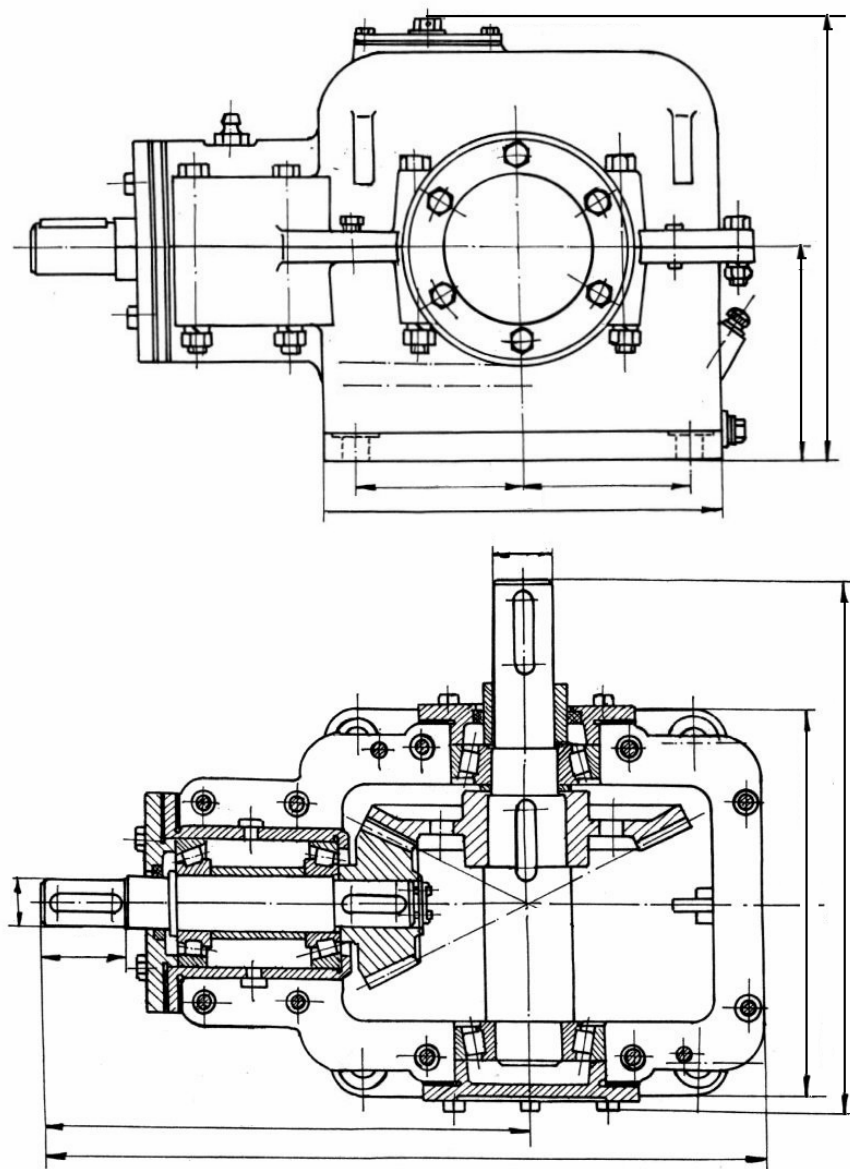
Dacă cu dimensiunea adoptată pentru diametrul bolțului δ nu se verifică vreuna din relațiile de mai sus, aceasta se poate majora până la:

$$\delta = 2d_4.$$

ANEXE

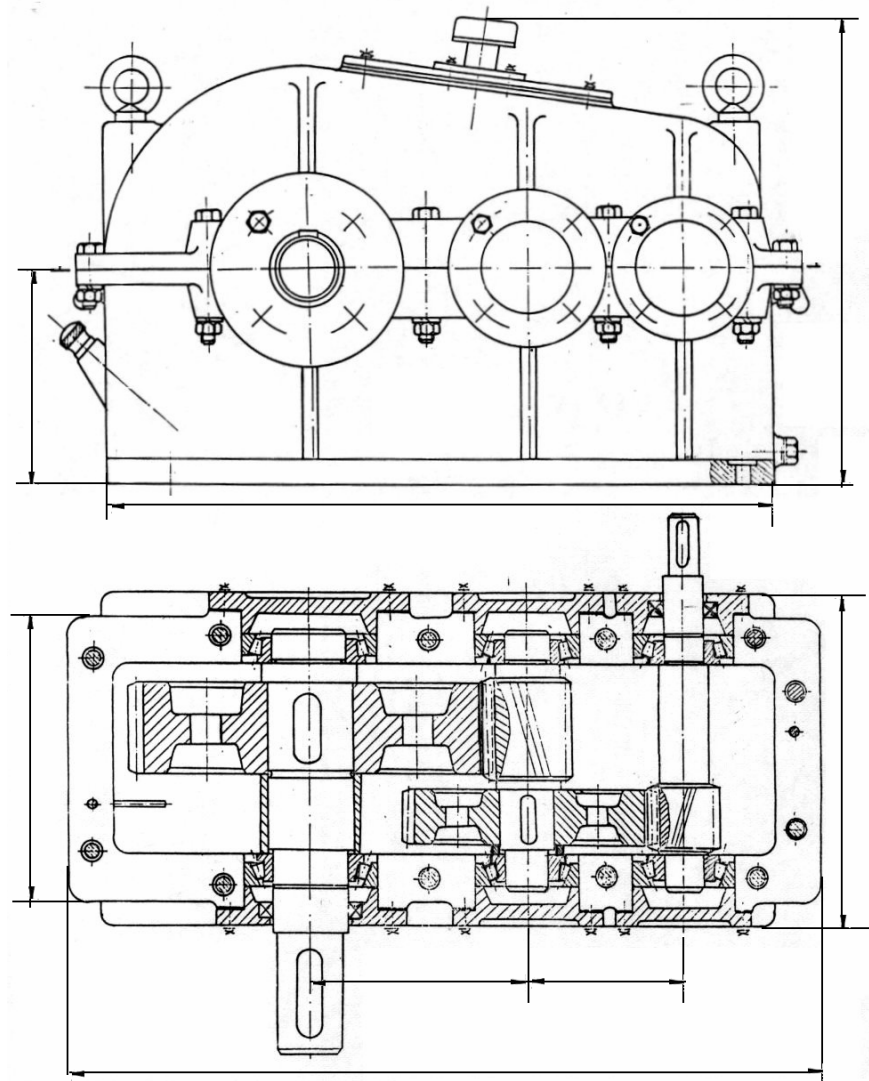


Anexa nr.1
Reductor cu o treaptă de roți dințate
cilindrice cu dinți înclinați



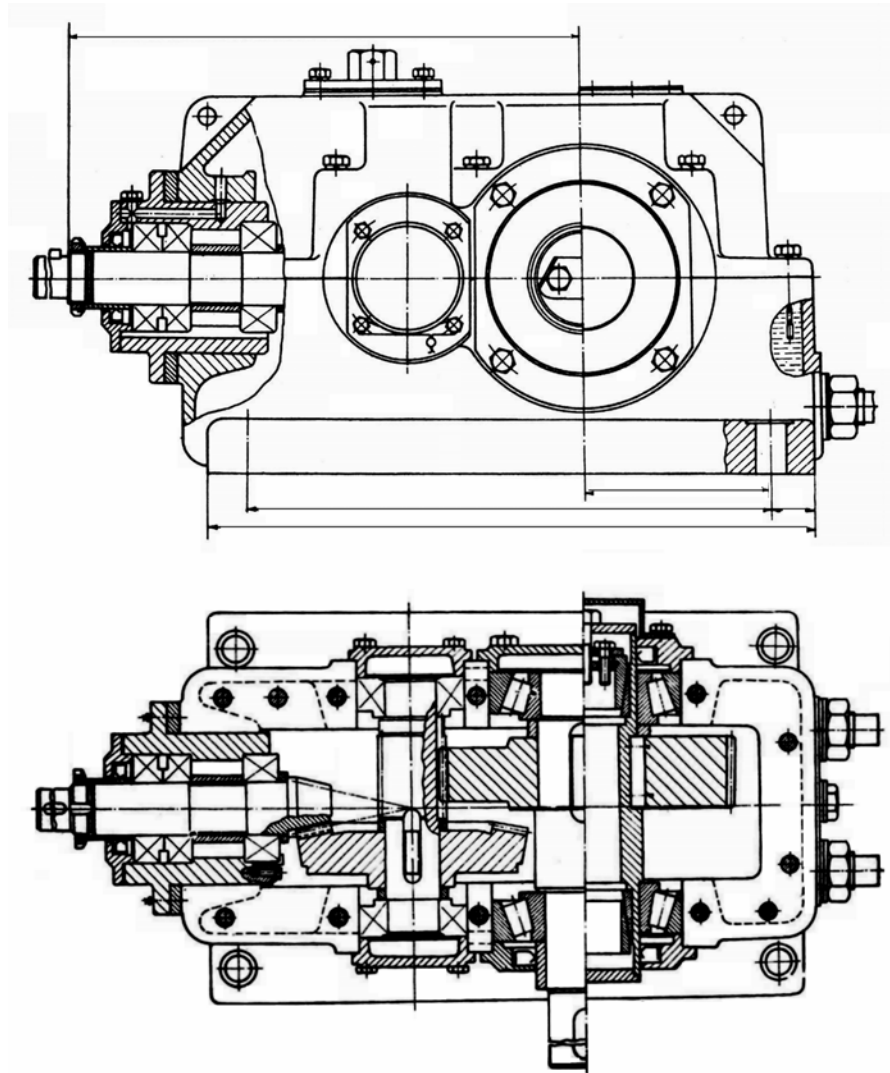
Anexa nr.2

Reductor cu roți dințate conice
cu dinți drepți



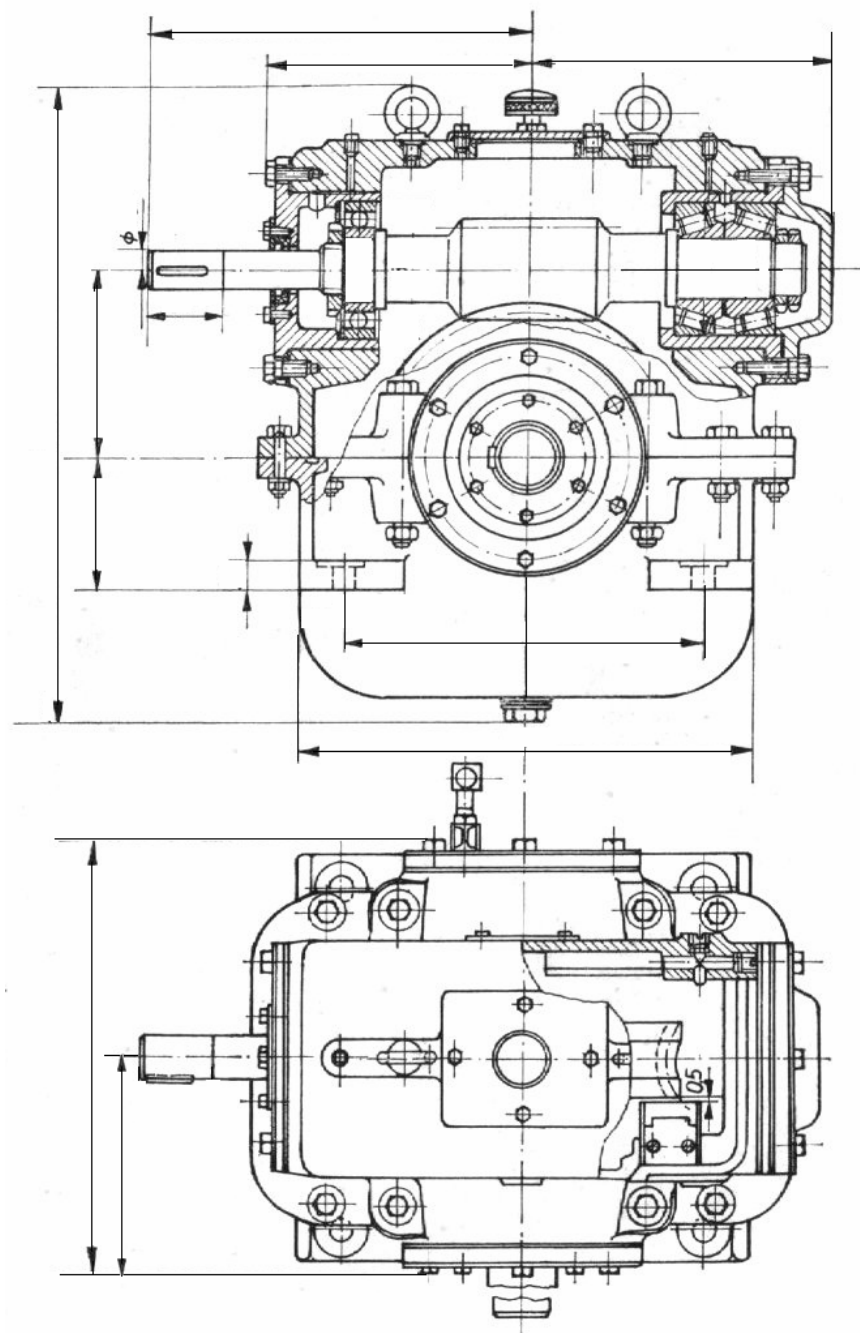
Anexa nr. 3

Reductor cu două trepte de roți dințate
cilindrice cu dinți înclinați

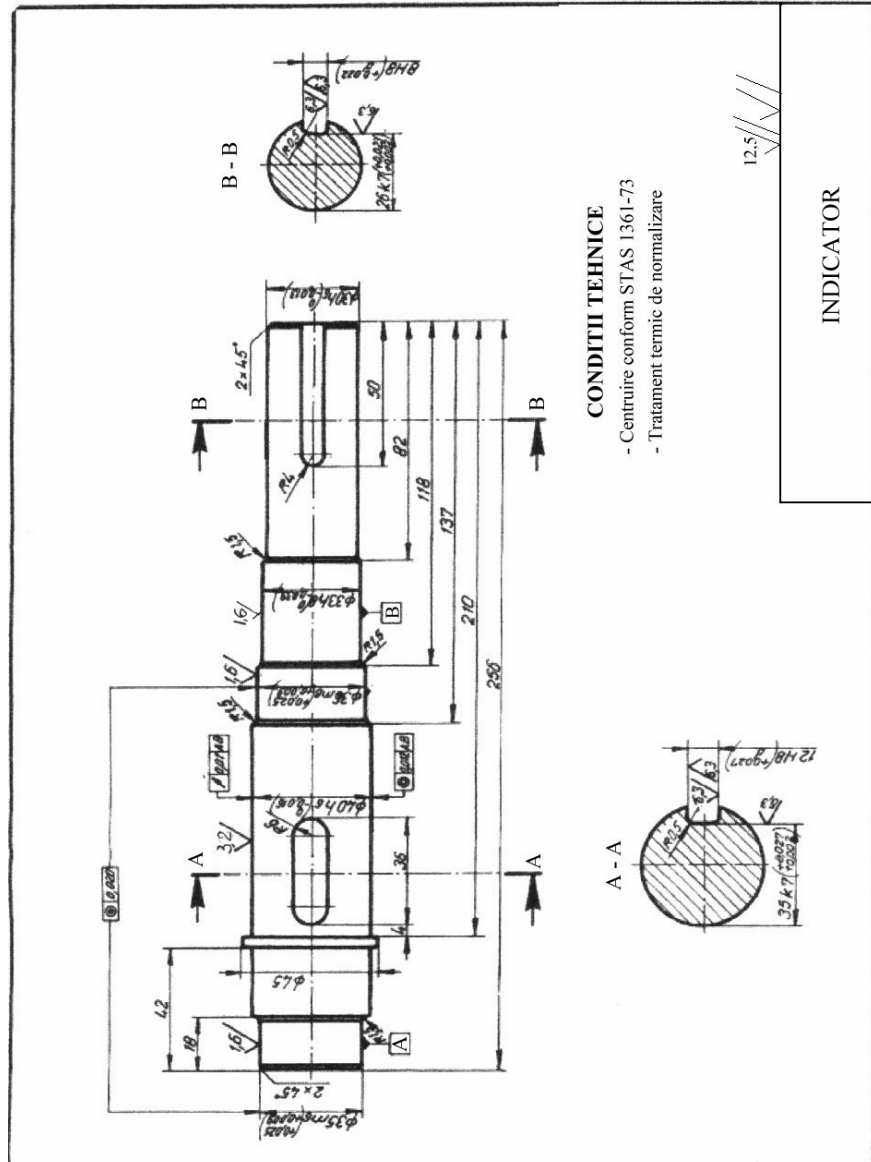


Anexa nr. 4

Reductor cu două trepte conico - cilindric

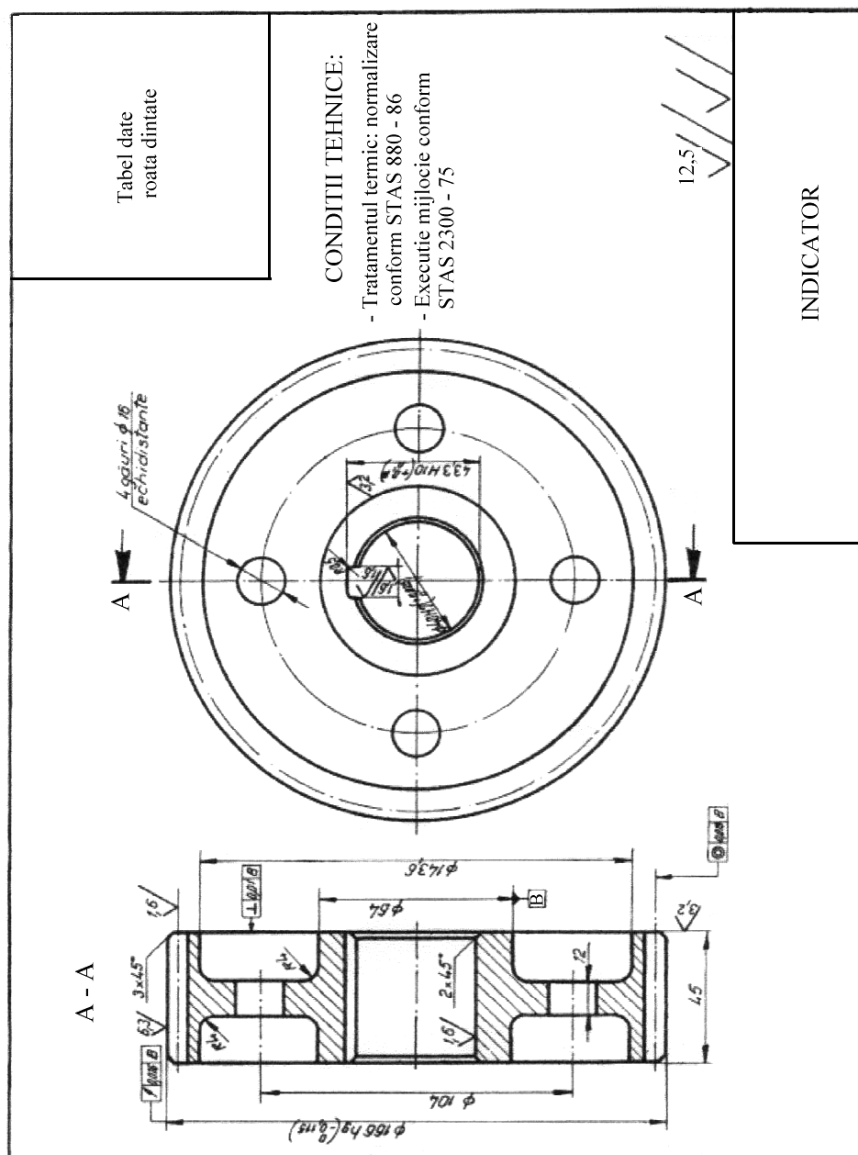


Anexa nr. 5
Reductor cu melc cilindric



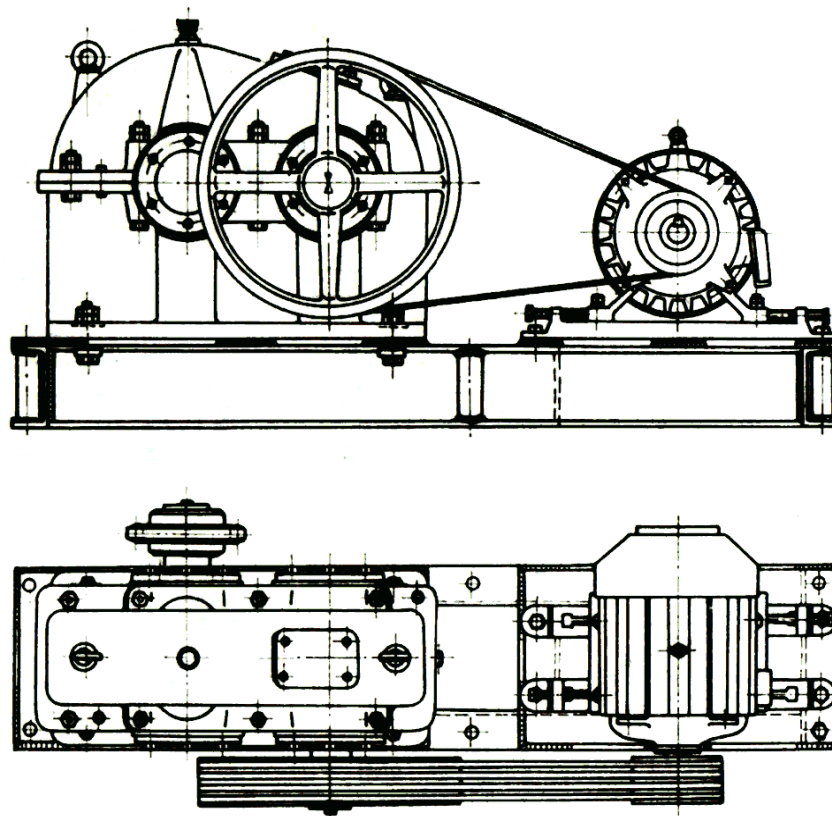
Anexa nr. 6

Arbore - desen execuție



Anexa nr. 7

Roată dințată – desen execuție



Anexa nr. 8

Montaje electromotor – reductor cu roți dințate cilindrice

BIBLIOGRAFIE

1. Chişiu, A., ş.a. *Organe de maşini*, Ed. Didactică şi Pedagogică, Bucureşti, 1976.
2. Crudu, I., ş.a. *Atlas reductoare cu roţi dinţate*, Ed. Didactică şi Pedagogică., Bucureşti, 1981
3. Drăghici, I., ş.a. *Îndrumar de proiectare în construcţia de maşini, vol.I*, Ed. Tehnică, Bucureşti, 1981
4. Fălticeanu, C., ş.a. *Indrumar de proiectare*, Galaţi, 1991
5. Fălticeanu, C., ş.a. *Elemente de inginerie mecanică*, Editura “Evrice” Brăila, 1998
6. Gafiţeanu, M., ş.a. *Organe de maşini, vol. I*, Ed. Tehnică, Bucureşti, 1981
7. Gafiţeanu, M., ş.a. *Rulmenţi. Proiectare şi tehnologie, vol.II*, Ed. Tehnică, Bucureşti, 1985
8. Gheorghiu, N., ş.a. *Transmisii mecanice, Proiectare*, Editura Felix, 1997.
9. Gheorghiu, N., ş.a. *Transmisii pin angrenaje. Elemente de proiectare*, Editura “Orizonturi universitare” Timişoara, 1997.
10. Jâşcanu, M., ş.a. *Organe de maşini. Transmisii mecanice prin curele şi lanţuri*, Galaţi, 1979.
10. Nicoară, I., ş.a. *Bazele proiectării transmisiilor mecanice*, Editura de Vest, Timişoara, 1996
11. Rădulescu, Gh., ş.a. *Indrumar de proiectare în construcţia de maşini, vol. III*, Ed. Tehnică, Bucureşti, 1986.
12. Răzmeriţă, Gh. *Organe de maşini. Aplicaţii*, Galaţi, 1984
13. Ripianu, A., Crăciun, I. *Osii, arbori dreپţi şi arbori cotiţi*, Ed. Tehnică, Bucureşti, 1977.
14. * * * - *Cataloage motoare electrice* de la IMEP-SA Piteşti, U.M. Bucureşti şi Electromotor Timişoara.
15. * * * - *Glisiere pentru maşini electrice rotative*, STAS 1399-74
- 16.* * * - *Organe de maşini, vol.I.d, Angrenaje. Reductoare (colecţie de STAS)*, Ed. Tehnică, Bucureşti, 1984.
17. * * * - *Curele dinţate*, STAS 12913/3-91 şi STAS 12913/4-91.